

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

ЧАБАНОВИЧ ЛЮБОМИР БОГДАНОВИЧ

УДК 504.06 ~~622.691.4.05~~

**РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ТА
ЕКОЛОГІЧНОБЕЗПЕЧНОГО ОБЛАДНАННЯ І
СИСТЕМ ДЛЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ
МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ**

21.06.01 - Екологічна безпека

**Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

**Науковий керівник
доктор технічних наук,
професор
Семчук Я.М.**

Івано-Франківськ – 2004 р

251

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБКИ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ТА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОГО ОБЛАДНАННЯ І СИСТЕМ ДЛЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ	13
1.1. Характеристика компресорних станцій магістральних газопаропроводів як енергомістких та екологічно небезпечних об'єктів	13
1.2. Вітчизняний і зарубіжний досвід створення систем повітряного опалення компресорних цехів та тепло утилізаційного обладнання для газоперекачуючих агрегатів	20
1.3. Висновки	45
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ НЕБЕЗПЕКИ У РАЙОНАХ РОЗТАШУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ	47
2.1. Дослідження процесів формування ареалів забруднення атмосфери в районі компресорних станцій магістральних газопроводів	47
2.2. Методи розрахунку забруднення атмосфери від джерел компресорних станцій.	52
2.3. Кількісна оцінка небезпеки компресорних станцій магістральних газопроводів.	58
2.4. Висновки	62
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЕФЕКТИВНИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ БУДІ-	

ВЕЛЬ КОМПРЕСОРНИХ ЦЕХІВ, ІНДИВІДУАЛЬНИХ УКРИТТІВ ГАЗО-ТУРБІННИХ І ЕЛЕКТРОПРИВОДНИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУЮЧИХ АГРЕГАТІВ

63

3.1. Системи повітряного теплопостачання цехів компресорних станцій та індивідуальних укриттів ГПА з електричним або газотурбінним приводом від одного джерела

64

3.2. Системи повітряного теплопостачання компресорних цехів, індивідуальних укриттів ГПА з рециркуляцією теплого повітря

68

3.3. Системи повітряного теплопостачання галерей нагнітачів компресорних цехів шляхом перепуску теплого повітря машинного залу ГПА з газотурбінним або електроприводом

71

3.4. Методичні основи розрахунку та проектування енергозберігаючих систем повітряного опалення компресорних цехів електроприводних та газотурбінних газоперекачуючих агрегатів

75

3.5. Висновки

86

РОЗДІЛ 4. ПРОТИПОЖЕЖНІ ТА ПРОТИВИБУХОВІ ЗАСОБИ ПРИ ПОВІТРЯНОМУ ОПАЛЕННІ МАШИННИХ ЗАЛІВ ТА ГАЛЕРЕЙ НАГНІТАЧІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

87

4.1. Пожежо-вибухова небезпека при експлуатації компресорних станцій магістральних газопроводів

87

4.2. Розробка протипожежо-вибухових засобів при повітряному опаленні приміщень компресорних станцій

92

4.3. Висновки

98

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ІМПОРТНИХ АГРЕГАТІВ

100

	4
5.1. Дослідження ефективності теплоутилізаційної установки методом математичного моделювання	
5.2. Визначення і аналіз оптимальних конструктивних та розрахункових енергетичних характеристик теплоутилізаційної установки	102
5.3. Ефективність практичного використання нових розробок теплообмінників на компресорних станціях магістральних газопроводів	114
5.4. Висновки	140
	142
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ	144
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	147
ДОДАТКИ	159

ВСТУП

Газотранспортна система України, яка поряд з забезпеченням споживачів нашої країни природним газом в кількості близько 74 млрд.м³ в рік, виконує надзвичайно важливу функцію транзитної системи і постачає на експорт біля 120 млрд.м³ в рік російського газу в країни Центральної, Західної Європи і Балканського регіону.

Основним напрямком підвищення енергетичної ефективності роботи газотранспортної системи є енергозбереження, яке базується на впровадженні енергетично, екологічно та економічно ефективних технологій та нової техніки. З цією метою у ДК „Укртрансгаз” розроблені та впроваджуються програми реконструкції компресорних станцій (КС), лінійної частини газотранспортної системи, газорозподільних і газовимірювальних станцій. У їх реалізації беруть участь вітчизняні науково-дослідні, проектні інститути та науково-виробничі об'єднання.

Програмою реконструкції компресорних станцій передбачена заміна застарілих газоперекачуючих агрегатів (ГПА) або їх приводів на нові, вітчизняні агрегати типу ГПА-Ц-6,3А, ГПА-Ц-6,3С, ГПА-Ц-16С, а приводи авіаційного і суднового типу на ДН-80, ДТ-71П, ДН-70, Д-336-2, Д-336-10 потужністю 6,3÷25 МВт і ККД 31-35% і прийнятними екологічними показниками.

Потрібно відзначити, що така заміна потребує значних капіталовкладень через високу вартість агрегатів і двигунів і може бути проведена за тривалий період (до 2010 року) і не на всіх КС.

Крім того, відзначимо, що температура вихлопних газів нових газотурбінних агрегатів, що надходять на КС, достатньо велика, складає біля 500°С, і вони є цінними тепловим вторинними енергоресурсами (ВЕР), концепція утилізації яких розроблена автором у даній роботі. Це дозволяє значно знизити витрати газу, а в деяких випадках, зовсім

відмовитись від опалювальних котелень і одержати значну економію палива та зменшити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

Актуальність дисертаційної роботи. Газотранспортна система України включає біля 36,7 тис.км. газопроводів, 13 підземних сховищ газу загальною ємністю понад 30 млрд.м³, 1332 газорозподільчі станції та 60 газовимірювальних станцій. До складу магістральних газопроводів входить 71 компресорна станція (КС), що оснащені 700 газоперекачуючими агрегатами (ГПА) вітчизняного та закордонного виробництва і створюють значне техногенне навантаження на довкілля.

В умовах безперервно зростаючої ролі КС магістральних газопроводів, як засобів компримування газу, проблема охорони природного, виробничого та соціального середовищ є дуже актуальною, оскільки вони постійно зазнають хімічного та шумового забруднення. Крім цього, кожна КС створює небезпеку при утворенні вибухопожежних газоповітряних сумішей у закритих приміщеннях.

Підраховано, що щорічно в Україні КС викидається близько 150 тис. тонн шкідливих речовин, причому оксиди вуглецю становлять 51%, оксиди азоту – 24%, природний газ – 23%, інші речовини – 2%.

Вибір і актуальність даної дисертаційної роботи зумовлені ще й тим, як показав аналіз парку ГПА ДК „Укртрансгаз”, що біля 16% агрегатів, які експлуатуються сьогодні на компресорних станціях, виробили свій моторесурс, морально застаріли, фізично зношені, в результаті чого не відповідають вимогам надійності, економічності та екологічної безпеки. А тому, розробка і дослідження ефективного, енергозберігаючого та екологічно-безпечного обладнання і систем для КС, створення методичних основ їх розрахунку та проектування є важливим, актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами. Робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів окреслених програмою “Нафта і газ України до 2010 року”. Власне,

дисертація виконана на базі досліджень, проведених за участю автора, Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу по госпдоговірних тематиках № 542/97, № 63/2001. Крім цього, робота проводилась згідно планів впровадження нової техніки на УНГ „Черкаситрансгаз”, ТзОВ „Сургутгазпром”, ТзОВ „Оренбурггазвидобуток” (Росія), про що свідчить акт провадження розробок.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є зменшення впливу компресорних станцій магістральних газопроводів на довкілля шляхом розробки енергозберігаючого та екологічнобезпечного обладнання і систем. Відповідно до мети програмою досліджень передбачено вирішення наступних задач:

- дослідження процесів формування ареалів забруднення атмосфери в районі КС магістральних газопроводів та кількісна оцінка їх екологічної небезпеки;
- створення нової концепції та методики дослідження, розрахунку і проектування ефективних енергозберігаючих систем повітряного опалення будівель компресорних цехів з електроприводними і газотурбінними ГПА на КС магістральних газопроводів;
- дослідження і розробка простих, малозатратних енергозберігаючих систем повітряного опалення двох приміщень різної категорії по вибухопожежонебезпеці для розміщення нагнітачів газу і їх приводів;
- дослідження і розробка оптимального протипожежного засобу у вигляді простого у конструктивному виконанні, компактного, з невеликим аеродинамічним опором іскрогасника для електроприводного ГПА для використання у системах повітряного опалення будівель компресорних цехів;

– розробка модифікованої математичної моделі утилізаційного теплообмінника газоперекачуючого агрегату, універсальної по виду поверхні нагріву, компоновки труб у пучку, виготовлених з вуглецевої та легованої сталі;

– розробка та дослідження з використанням розробленої моделі технічних характеристик нового, малозатратного, енергетично ефективного утилізаційного теплообмінника до імпортованих агрегатів ГТК-10 I, “Кобера-182”;

– узагальнення результатів розрахункових досліджень характеристик теплообмінників у вигляді зручних для практичного застосування, простих аналітичних залежностей, що дозволяють визначати теплопродуктивність та аеродинамічний опір теплообмінників з урахуванням умов їх експлуатації.

Об’єкт дослідження - компресорні станції магістральних газопроводів.

Предмет дослідження – енергозберігаюче та екологічнобезпечне обладнання і системи для компресорних станцій.

Методи дослідження – представляють комплекс, що містить: аналіз сучасного стану досліджень екологічної небезпеки в районах розташування компресорних станцій і лабораторні експерименти; фізичне та математичне моделювання з використанням програмних продуктів.

Наукова новизна отриманих результатів роботи полягає в тому, що в дисертації вперше:

1. Розроблена нова концепція і методика створення систем повітряного опалення приміщень різних категорій вибухопожежонебезпечності від одного джерела теплого повітря.

2. Досліджені та розроблені енергозберігаючі та екологічнобезпечні системи повітряного опалення машинних залів та галерей нагнітачів газу

компресорних цехів з електроприводними і газотурбінними газоперекачуючими агрегатами.

3. Створена енергетично високоефективна з оптимальними масогабаритними характеристиками теплоутилізаційна установка для імпорتنих агрегатів типу ГТК-10 I, “Кобера-182”.

4. Для дослідження основних технічних характеристик теплоутилізаційної установки для імпорتنих агрегатів розроблена і реалізована у вигляді програми для ЕОМ модифікована математична модель, що дозволяє проводити проектно-перевірочні розрахунки теплообмінників як з гладкотрубними, так і оребреними поверхнями нагріву.

5. Розроблений та досліджений простий у конструктивному виконанні компактний іскрогасник, як протипожежний засіб при використанні теплого повітря розімкненого циклу охолодження електродвигунів СТД-12500 у системах повітряного опалення компресорних цехів.

Практичне значення одержаних результатів. Результати розробки систем повітряного опалення приміщень компресорних цехів з електроприводними і газотурбінними ГПА схвалені Головним управлінням пожежної охорони Міністерства внутрішніх справ і рекомендовані до впровадження (додатки А, Б).

Розроблений робочий проект системи повітряного опалення компресорного цеху КС Ільїнцівська газопроводу “Прогрес” теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів СТД-12500 (додаток В). Річний ефект від впровадження тут повітряного опалення наведено у додатку Д.

На цей час проекти розроблених систем повітряного опалення галереї нагнітачів теплим повітрям, що перепускається з машинного залу, впроваджені на КС магістрального газопроводу Комсомольск-Сургут-Челябінськ (Росія): на КС Приобська, Самсонівська з агрегатами ГТК-10, на КС Південно-Баликська з електродвигунами СТД-12500 (додаток Е).

Розроблені робочі проекти теплоутилізаційних установок для імпорتنих агрегатів ГТК-10 І фірм “АЕГ КАНІС”, “Нуово Пиньоне”, ГПА “Кобера-182”.

ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод” виготовив 30 шт. теплоутилізаційних установок для ГТК-10І фірми “Нуово Пиньоне”.

Нині вони змонтовані на компресорних станціях ООО “Оренбурггаздобича” і ООО “Оренбурггазпром” і використовуються для тепlopостачання станцій і зовнішніх споживачів.

Дослідним заводом ДІАП виготовлені і впроваджені на КС Ільїнцівська іскрогасник і повітряні заслінки.

На окремих етапах виконання робіт, результати яких були використані у дисертації, брали участь співавтори Макар Р.М., Горленко В.О., Шелковський Б.І. та інші, разом з якими були опубліковані наукові праці та одержаний патент.

Особистий внесок автора. Особистий внесок автора полягає у безпосередній його участі на всіх етапах виконання - від формування напрямків енегрозбереження та удосконалення шляхів газозабезпечення підприємств, до експериментальних досліджень і розробки проектів та їх впровадження. [65-68, 115]

Автором розроблена методика розрахунку і проектування систем повітряного опалення приміщень від одного джерела теплого повітря, в якій використані, на підставі експериментальних досліджень, аналітичні залежності розподілу температур повітря від висоти цеху, кількості встановлених і працюючих агрегатів у компресорних цехах з газотурбінними ГТК-10 і електроприводними агрегатами з електродвигунами СТД-12500. [62-65, 96]

При участі автора створена енергетично високоефективна теплоутилізаційна установка для імпорتنих агрегатів типу ГТК-10 І, “Кобера-182”, а особисто дисертантом розроблена модифікована математична модель водяного утилізаційного теплообмінника для

визначення основних його технічних характеристик. [89, 90, 92-95, 113, 116, 117]

При активній участі дисертанта розроблений та впроваджений протипожежний іскрогасник. Автором особисто в результаті досліджень іскрогасника отримана залежність його аеродинамічного опору від витрати повітря, експлуатаційні характеристики.[19, 64]

Апробація роботи. Основні результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на семінарах та конференціях:

– “Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтогазового комплексу Західного регіону України” (Львів, 1995р.);

– “Нафта і газ України” (Харків, 1996р.);

– “Енергозабезпечення та зберігання довілля України” (Київ, 1996р.);

– X Всеросійській міжвузівській науково-технічній конференції “Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели” (Москва, 1996г.);

а також на міжнародних конференціях і семінарах:

– 1-й міжнародній конференції по управлінню енерговикористанням (Київ, 1996р.);

– 2-й міжнародній конференції по управлінню енерговикористанням (Львів, 1997р.);

– міжнароднім семінарі з перспективних енерготехнологій в енергетиці та промисловості, “Теплотехника-98” (Київ, 1998р.);

– 1-й міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми економії енергії” (Львів, 1998р.).

– 5-й міжнародній конференції “Нафта-газ України-98” (Полтава, 1998р.);

– 6-й міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України-2000” (Івано-Франківськ, 2000р.);

– на семінарах кафедри безпеки життєдіяльності Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (2000, 2002, 2003).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 20 статей в науково-технічних журналах, збірниках матеріалах доповідей, з них 10 у фахових виданнях України, а також отриманий один патент.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, викладених на 166 аркушах машинописного тексту, в тому числі із 35 рисунків, 15 таблиць, списку використаних джерел із 116 найменувань та додатків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБКИ ЕНЕРГО-ЗБЕРІГАЮЧОГО ТА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНОГО ОБЛАДНАННЯ І СИСТЕМ ДЛЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

1.1. Характеристика компресорних станцій магістральних газопроводів як енергомістких та екологічно-небезпечних об'єктів

До складу газопровідної системи України входить 120 компресорних цехів, які оснащені 779 газоперекачуючими агрегатами, що споживають щорічно біля 5 млрд. м³ природного газу.

Вплив компресорних станцій (КС), як небезпечних об'єктів для навколишнього середовища, наведений у роботах К.С.Борисенка [1], П.В. Куцина [2,3], Г.Є.Панова [4], А.П.Шицькової і Л.С.Новікова [5], А.Л.Терехова [6], В.Маршалла [7], В.Раєвського [8], Г.М.Любчика [9-11], А.І.Гриценка [12,13], Б.І.Шелковського [14], А.Д.Сєдих [15], Е.Д.Виноградова [16,17], І.М.Карпа [18], Я.М.Семчука [19] та інші.

Основними небезпечними чинниками, що впливають на природне, виробниче та соціальне середовище, при експлуатації КС є:

- хімічне забруднення атмосферного повітря, внаслідок викидів шкідливих речовин технологічним обладнанням компресорних станцій;
- хімічне забруднення виробничого середовища (робочої зони) внаслідок неорганізованих витоків шкідливих речовин при пошкодженні технологічного обладнання;
- шумове забруднення навколишнього середовища, джерелом якого є газоперекачуючі агрегати різних типів;

– наявність вибухо- і пожежонебезпечних речовин (метан, вуглеводні), що можуть створити техногенну небезпеку при утворенні вибухопожежних газоповітряних сумішей.

Аналізуючи дані за викидами в атмосферу 20 компресорних станцій країни, найбільші об'єми забруднюючих речовин протягом року дають продукти згорання природного газу: оксид вуглецю – 51%, оксиди азоту – 24% (диоксид і оксид азоту), природний газ – 23%. Інші забруднюючі речовини складають незначну величину – біля 2%.

Екологічна проблема в районі розташування компресорних станцій поглиблюється за даними [20] ще й тим, що такі шкідливі речовини, як диоксид вуглецю може знаходитись в атмосфері 5-10 років; оксиди азоту - 2,5-4 роки; оксид вуглецю 0,2-0,5 року; метан - 4-7 років. Як відомо ці речовини призводять до таких негативних явищ, як кислотні дощі та до парникового ефекту. Крім цього, газ метан руйнує озоновий шар в атмосфері.

Компресорна станція магістрального газопроводу призначена для подачі природного газу споживачам.

Принципова технологічна схема типової КС, основне технологічне обладнання та джерела викидів забруднюючих речовин в атмосферу, наведені на рис. 1.1.

Газ із магістрального газопроводу через вузол підключення надходить на установку очистки газу від твердих і рідких домішок. Після очистки він поступає у компресорний цех (КЦ) на компримування. Тут передбачені газоперекачуючі агрегати (ГПА), які у більшості випадків, працюють на природному газі і є постійно діючим джерелом викиду в атмосферу продуктів згорання газу (табл. 1.1). Відведення димових газів від ГПА проводиться через вихлопні труби і шахти.

Періодично ГПА зупиняється для проведення планово-попереджувальних ремонтів або виводиться у резерв. При цьому газ, що

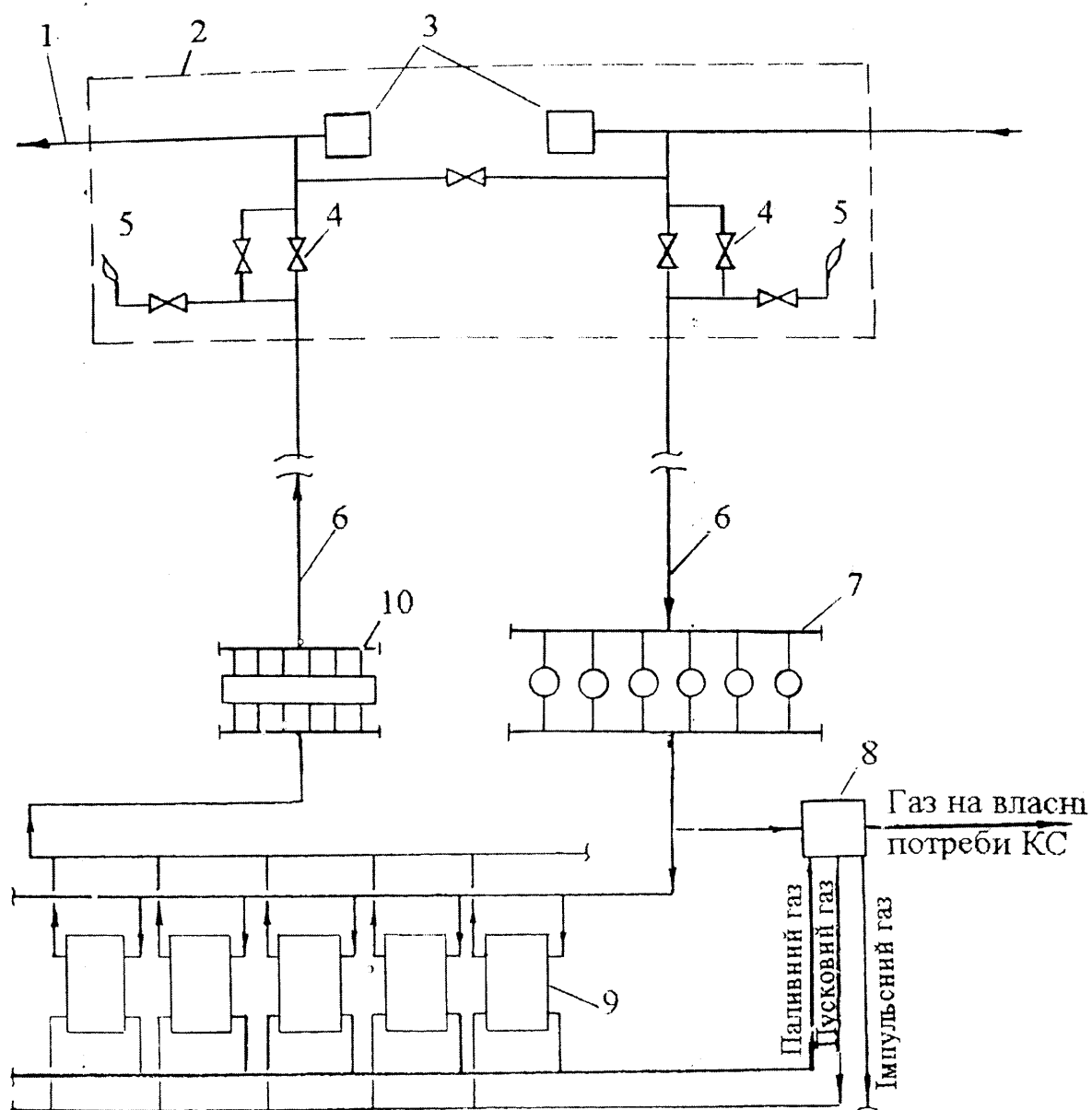


Рис. 1.1. Принципова технологічна схема типової КС магістрального газопроводу

1 – магістральний газопровід; 2 – вузол підключення КС; 3 – камера запуску та прийому очисних пристроїв; 4 – запірний орган; 5 – свічка; 6 – шлейфи КС; 7 – установка очищення газу; 8 – установка підготовки паливного пускового та імпульсного газів; 9 – газоперекачуючі агрегати; 10 – установка охолодження газу

Таблиця 1.1 –

Характеристика основних джерел викидів шкідливих речовин в атмосферу типовою компресорною станцією магістральних газопроводів

Об'єкт	Джерела виділення шкідливих речовин	Джерела викиду	Найменування шкідливої речовини
Компресорний цех	Газоперекачуючі агрегати	Вихлопні труби, шахти	Диоксид азоту, оксид азоту, оксид вуглецю
		Свічки	Метан
Установка підготовки паливного, пускового та імпульсного газу	Підігрівач газу (ПГ-10)	Димова труба	Диоксид азоту, оксид азоту, оксид вуглецю
	Підігрівач газу (ГП-987-07)	Димова труба	Диоксид азоту, оксид азоту, оксид вуглецю
	Блок очистки газу	Свічка	Метан
Установка очистки газу	Пилеуловлювач	Свічка	Метан
Установка охолодження газу	Апарати повітряного охолодження газу	Свічка	Метан
Котельня	Котли	Димова труба	Диоксид азоту, оксид азоту, оксид вуглецю
Дизельна	Дизель	Вихлопна труба	Диоксид азоту, оксид азоту, оксид вуглецю, сажа, сірчаний ангідрид, вуглеводень акролеїн
Вузол підключення компресорної станції	Усмоктувальний шлейф	Свічка	Метан
	Нагнітаючий шлейф	Свічка	Метан
	Камера запуску	Свічка	Метан
	Камера прийому	Свічка	Метан

знаходиться в порожнині і трубопроводах обв'язки нагнітача, викидається в атмосферу через свічки.

Періодичні викиди метану на КС пов'язані також з регламентними роботами, ревізіями та обслуговуванням технологічного обладнання і трубопроводів, що знаходяться під тиском.

При запуску агрегату порожнина нагнітача з трубопроводами обв'язки продувається газом, який також викидається в атмосферу через ті ж свічки, що і при зупинці ГПА.

При аварійній зупинці компресорного цеху на вузлі підключення КС відбувається викид газу в атмосферу через продувні свічки. Для підготовки паливного пускового та імпульсного газу на КС передбачена установка, що має блоки очистки, редукування та сушки газу і вогневий підігрівач.

Продукти згорання газу відводяться в атмосферу через димову трубу.

Перед подачею газу в трубопровід газ поступає на установку охолодження газу, яка включає апарати повітряного охолодження.

Для забезпечення зовнішнього електропостачання КС при аварійних ситуаціях передбачена дизельна електростанція. Вихлопні гази від дизельної електростанції відводяться в атмосферу через вихлопну трубу.

Для власних потреб на території КС передбачається котельня, димові гази від якої викидаються через димову трубу.

Періодичні тимчасові викиди метану зв'язані також з експлуатацією камер запуску та прийому очисних пристроїв на вузлі підключення КС. Ці пристрої призначені для періодичної очистки порожнини газопроводу від механічних домішок і конденсату. Очистка газопроводу виконується без зупинки подачі газу споживачам. Стравлення газу проходить через продувні свічки камер запуску і прийому очисних пристроїв.

Відзначимо, що параметри викидів забруднюючих речовин змінюються у залежності від сезонних коливань об'ємів газу, що

транспортується, та метеоумов (температури зовнішнього повітря тощо). Лінійна частина газопроводу може бути джерелом викиду, насамперед, природного газу, що складається в основному з метану, азоту, парів важких вуглеводнів, окису вуглецю. Причому пара важких вуглеводнів газового конденсату, що викидається з природним газом в атмосферу, є шкідливою речовиною, а, власне, природний газ діє як задушлива, наркотична речовина.

Основним джерелом викиду шкідливих речовин в атмосферу є компресорний цех з газоперекачуючими агрегатами. Найбільшу частку у викидах займають такі шкідливі речовини, як метан та окиси вуглецю, азоту. Наприклад, на компресорній станції "Ільїнцівська" технологічним обладнанням викидалось щорічно в атмосферу 1889,78 т шкідливих речовин, із них: 1171,56 т метану, 412,30 т окису вуглецю, 90,11 т диоксиду азоту та 15,20 т окису азоту (табл. 1.2).

Підраховано, що щорічно на Україні КС викидається біля 150 тис.т шкідливих речовин. Оцінка рівнів забруднення атмосфери в районі розміщення КС проводиться за чотирма розрахунковими режимами:

- **розрахунковий режим 1** - визначення приземних концентрацій шкідливих речовин, що викидаються від постійно діючих джерел забруднення атмосфери (газоперекачуючі агрегати, підігрівачі газу, котельня);
- **розрахунковий режим 2** - визначення приземних концентрацій метану, що викидається періодично діючими джерелами;
- **розрахунковий режим 3** - визначення приземних концентрацій шкідливих речовин, що викидаються від постійно діючих джерел забруднення атмосфери при увімкненні аварійного енергетичного обладнання (дизельна електростанція) у випадку вимкнення зовнішнього електропостачання;
- **розрахунковий режим 4** - визначення приземних концентрацій метану при аварійній ситуації, що пов'язано із зупинкою КС.

Величина масового викиду шкідливих речовин в атмосферу технологічним обладнанням компресорної станції Ільїнцівська”

Шкідливі речовини	Код	Клас небезпеки	ГДК, мг/м ³	Величина викиду, т/рік
Диоксид азоту	301	2	0,085	90,11
Оксид азоту	304	3	0,4	15,20
Оксид вуглецю	337	4	5,0	412,30
Метан	410	4	-	1171,56
Сірчистий ангідрид	330	3	0,5	0,19
Акролеїн	1301	2	0,03	0,03
Сажа	328	3	0,15	0,25
Вуглеводні (по бензину)	2404	4	5	0,14
Всього				1689,78

Вказані розрахункові режими реалізуються у розрахунках розсіювання по уніфікованій програмі УПРЗА “ЕОЛ”. Як показав досвід експлуатації компресорних станцій зменшення їх впливу на навколишнє середовище повинно вестись у таких напрямках:

- заміна застарілих газоперекачуючих агрегатів на нові зарубіжні або вітчизняні, або їх приводів авіаційного та суднового типу з прийнятими екологічними показниками;
- удосконалення технологічного обладнання у відношенні його герметичності, надійності та руйнування;

- оптимізація режимних параметрів експлуатації ГТУ;
- переведення окремих цехів (або КС вцілому) на електропривод;
- збільшення висоти димовідвідних шахт;
- розміщення цехів КС на окремих площах на відстані мінімального взаємного екологічного впливу (на стадії будівництва та реконструкції КС);
- розробка та впровадження каталітичних методів очистки продуктів згорання та каталітичних камер згорання;
- зміна навантаження ГПА шляхом регулювання робочого процесу у камері згорання;
- використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) при впровадженні енергозберігаючого обладнання та систем, що істотно економлять паливо та зменшують кількість шкідливих речовин, які викидаються у навколишнє середовище.

1.2. Вітчизняний і зарубіжний досвід створення систем повітряного опалення компресорних цехів та теплоутилізаційного обладнання для газоперекачуючих агрегатів

Для забезпечення надійності теплопостачання КС при низьких температурах зовнішнього повітря Мінгазпром в 90-х роках була розроблена програма створення систем повітряного опалення виробничих та побутових приміщень КС, яка включала використання різних видів палива, а також вторинних енергоресурсів (ВЕР). Згідно з цією програмою Промгазом, спільно з науково-дослідними та проектними інститутами галузі (ВНПІтрансгазом, ПівденНДІДіпрогазом, ВНПІГазвидобутку та ін.), розроблені та впроваджені різні типи повітрянагрівачів та повітряних теплоутилізаторів.

Значний вклад в розробку теплоутилізаційного обладнання та систем повітряного опалення внесли зарубіжні та вітчизняні вчені, такі як Карп І.М. [21], Любчик Г.Н., [22-24], Щуровский В.А [25], Сударев А.В. [26], Бойко А.М. [27], Leonard G. [28], Забродін Ю.В.[29], Іщенко В.О. [30] та інші.

Основні технічні характеристики повітряних теплоутилізаторів для ГПА приведені у табл. 1.3.

ВНІСТом Міннафтогазбуду колишнього СРСР був розроблений і впроваджений на КС Сокаль магістрального газопроводу Івацевичі-Долина, дослідно-промисловий зразок повітряного теплоутилізатора до газоперекачуючого агрегату ГТН-6.

Теплообмінник складається з пакета пластин, котрі встановлені в вихлопному газозоді ГПА, і призначений для теплопостачання систем опалення і вентиляції відсіків нагнітача в індивідуальних будівлях агрегатів (рис. 1.2)

Утилізаційна установка підігріву повітря в вентиляційних камерах галереї нагнітачів газоперекачуючих агрегатів ГТК-10 впроваджена на КС. Погребне ВО “Тюментрансгаз” (рис.1.3). Продукти згорання у кількості 1-3 % вагової витрати відбираються з вихлопного тракту ГПА перед регенератором і за рахунок їх надлишкового тиску надходять до повітряного теплообмінника, встановленого у вентиляційної камері, а потім - в атмосферу. Холодне повітря вентилятором засмоктується з атмосфери і проходячи через теплообмінник нагрівається за рахунок тепла продуктів згорання ГПА і поступає до системи вентиляції компресорного цеху [31].

Аналогічно установці для ГТК-10, ВНІПТрансгазом розроблена установка повітряного опалення індивідуальної споруди ГПУ-10, з використанням утилізованого тепла вихлопних газів ГПА, а на її основі - загально цехова система повітряного опалення будівель агрегатів (рис.1.4).

Технічні характеристики повітряних утилізаційних теплообмінників ГПА

Тип ГПА, організація-розробник	Вид характеристик	Витрата повітря, т/Г	Температура повітря у тепло- обміннику, °С		Витрата димових газів, т/Г	Аеро- динамічний тиск, Па		Теплопро- дуктивність , МВт	Маса, т
			на вході	на виході		по по- вітрю	по вихідн. газах		
ГТН-6 ВНІСТ	розрахун.	15	-	80	-	88	274	0,58	
	експерим	15	-	95	-	108	294	0,62	
ГТК-10 Промгаз	розрахун	18	-60	30	5	150	2500	0,4-0,6	2,7
	експерим	16,5	-30	100..140	2,8..8,7	100	1700	0,66	
ГТК-10 ВНІПтрансгаз	розрахун	46	-60	100	-	1800	1000	1,6	
	експерим	42	-30	123	-	1550	300	1,84	
ГПУ-10 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-55	-	-	32	765	0,24	1,9
	експерим	5,8	-17	62	9,4	-	-		
ВНІПтрансгаз нагнітача	розрахун	-	-55	-	-	29	765	0,09	0,9
	експерим	6,2	-17	40	3,66	-	-		
ГТН-25 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-40	110	-	700	1200	2,2	9,76
	експерим	-	-	-	-	-	-	-	
ГТН-16 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-40	110	-	700	1000	1,7	10,3
	експерим	-	-	-	-	-	-	-	
ГПА-Ц-16 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-40	110	-	700	1000	1,7	9,42
	експерим	-	-	-	-	-	-	-	
ГПА-Ц-6,3 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-40	110	-	700	1000	1,9	9,33
	експерим	-	-	-	-	-	-	-	
ГПУ-10 ВНІПтрансгаз	розрахун	-	-40	110	-	700	800	1,52	9,98
	експерим	-	-	-	-	-	-	-	

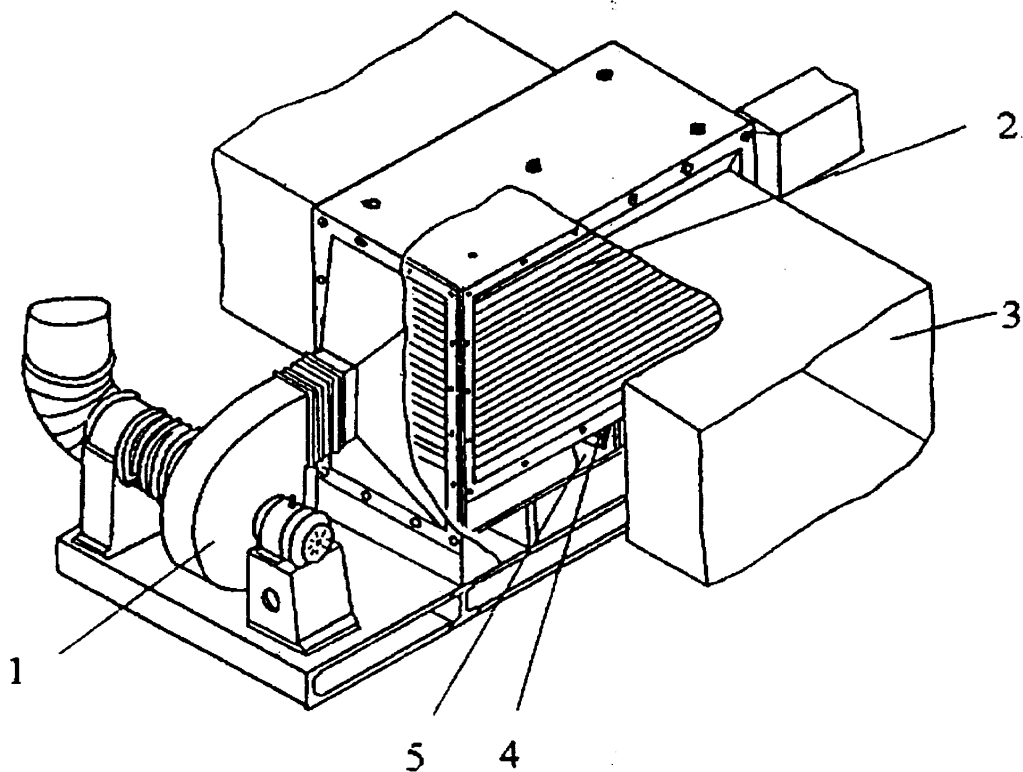


Рис. 1.2. Повітряний утилізаційний теплообмінник для
ГПА ГТН-6 (ВНІСТ)

1 – вентилятор; 2 – пакет пластин; 3 – газохід;
4 – дросельна заслінка; 5 – обвідний канал.

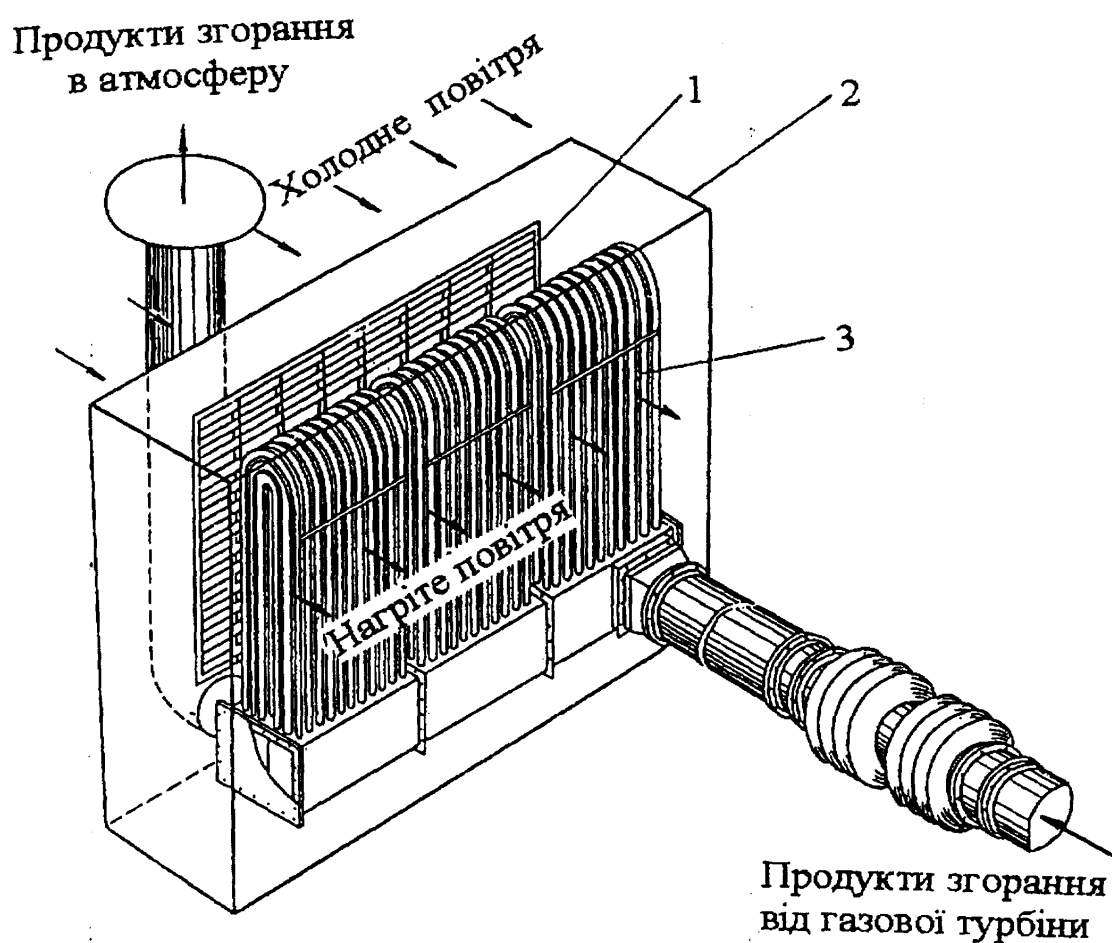


Рис. 1.3. Повітряний утилізаційний теплообмінник для ГПА
ГТК-10 (Промгаз)

1 – жалюзійна решітка; 2 – вентиляційна камера; 3 – теплообмінник.

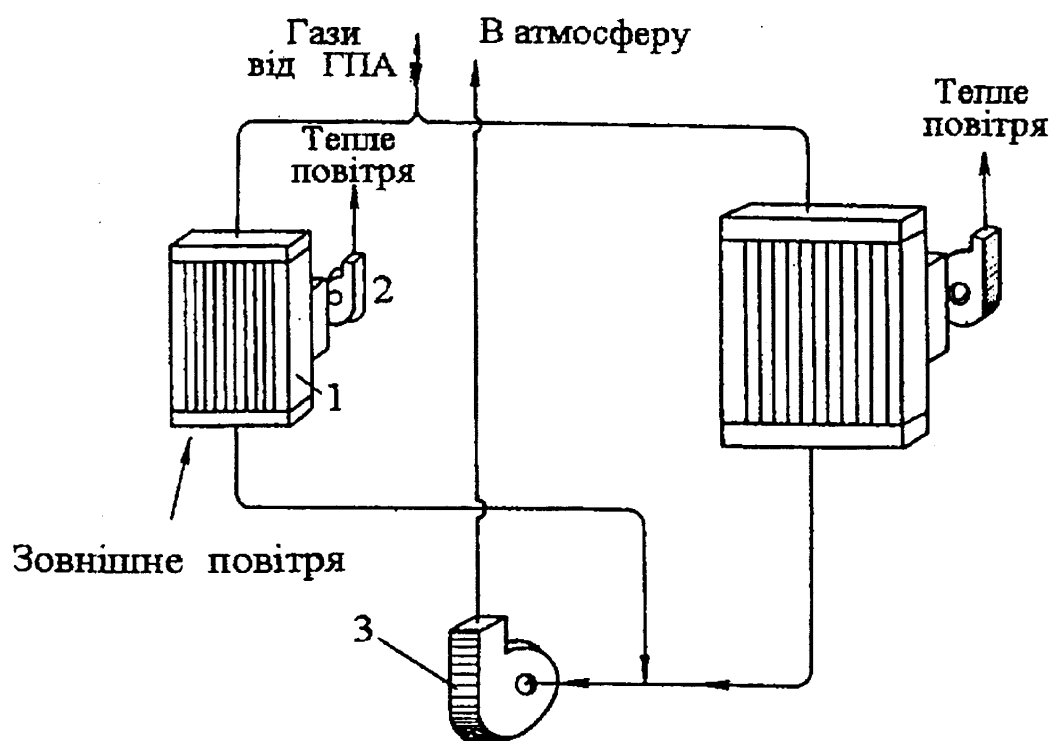


Рис. 1.4. Повітряний утилізаційний теплообмінник для ГПА
ГПУ-10 (ВНІІТрансгаз)

1 – теплообмінник; 2 – вентиляційна установка; 3 – димосос.

Установка пройшла приймальні відомчі випробування і дослідно-промислову експлуатацію на КС Шаран газопроводу Уренгой-Петровськ. Вона складається з димососу, який призначений для примусової подачі (до 5% від загальної витрати) вихлопних газів ГПА в два теплообмінники: першого - призначеного для опалення відсіку двигуна, другого - для опалення відсіку нагнітача. Повітря, яке підігрівається в теплообмінниках, подається роздільно в відсіки двигуна та нагнітача газу двома вентиляційними установками.

Регулювання теплопродуктивності установки у діапазоні від 100% до 0 здійснюється направляючим апаратом димососа зміною витрати вихлопних газів, що надходять з ГПА. Ця система повітряного опалення індивідуальних будівель ГПА введена проектами на 12 КС газопроводів Ямбург-Єлець I, II, Єлець-Кременчук-Кривий Ріг, Магат-Північний Кавказ [32]. До її недоліків треба віднести великі витрати електроенергії на власні потреби (сумарна електрична потужність 46 кВт), значну металомісткість системи.

На КС "Вуктил" був випробуваний багатосекційний теплообмінник до агрегату ГТН-6, який має значні габарити та масу (рис.1.5.). Атмосферне повітря вентиляторами подається до каналу 5, потім - через перепускні вікна до міжтрубного простору секцій 2 теплообмінника. Димові гази по трубі 7 надходять в труби секцій 2, підігрівають повітря і по трубі 1 викидаються в атмосферу. Для регулювання теплопродуктивності вздовж крайніх секцій теплообмінника встановлені заслінки 6.

Теплова потужність теплообмінника за результатами випробувань склала 2,75 МВт з перерахуванням на температуру зовнішнього повітря (-)40 °С.

Найбільш досконалою є уніфікована конструкція теплообмінника для різних типів ГПА, яка розроблена ВВПІтрансгазом (рис.1.6.). Теплообмінник включає чотири модулі з пучків труб зі спіралью -

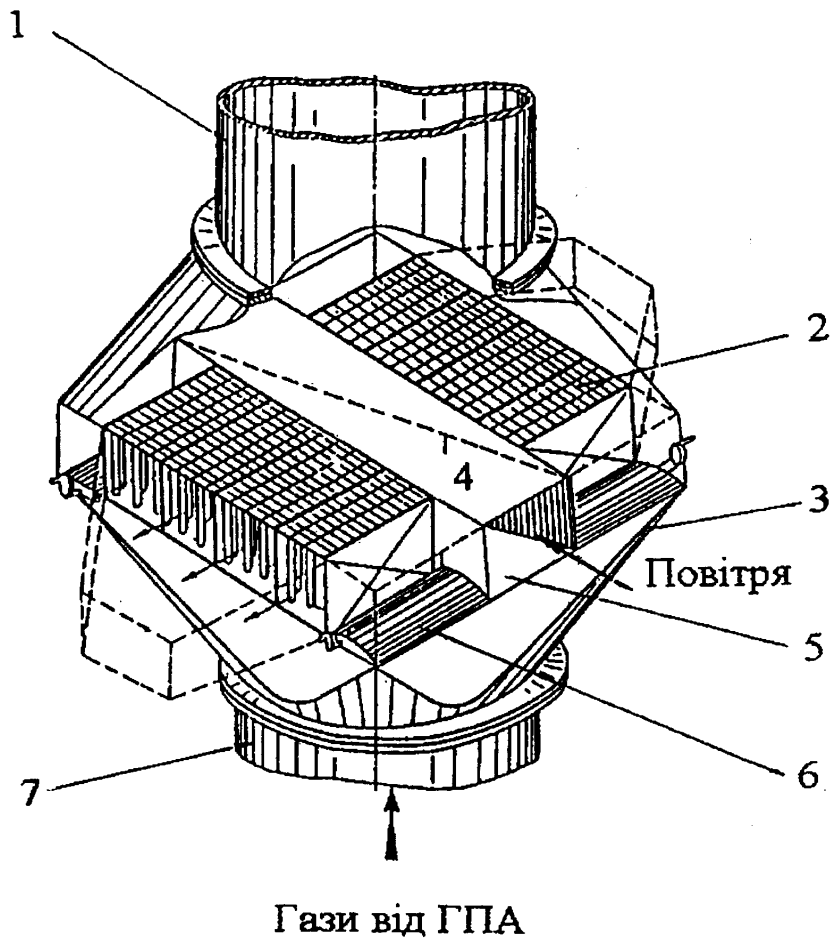


Рис. 1.5. Повітряний утилізаційний теплообмінник для ГПА
ГТН-6 (Промгаз)

1 – відведення димових газів ГПА; 2 – трубні секції; 3 – корпус;
4 – діагональна перегородка; 5 – повітряний канал; 6 – регулююча
заслінка; 7 – підведення димових газів ГПА.

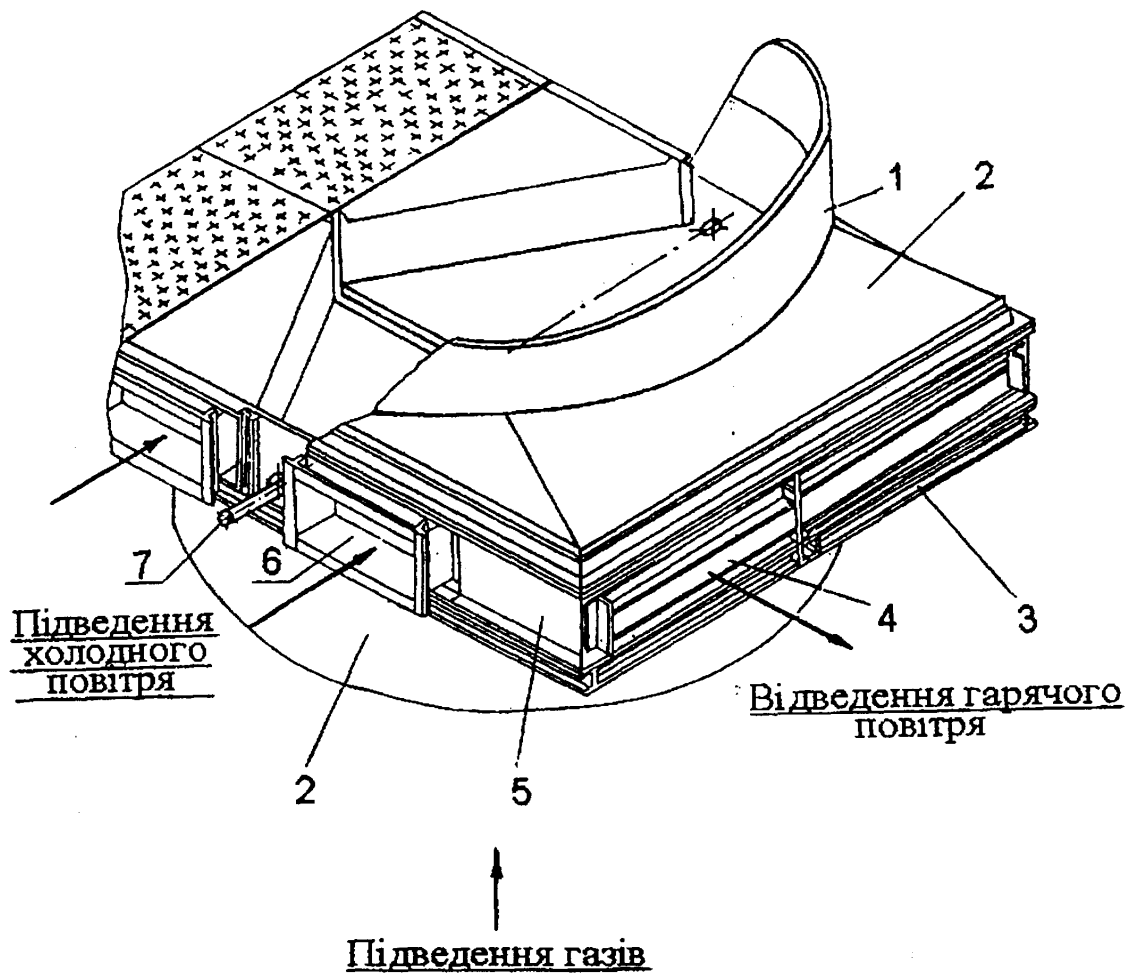


Рис. 1.6. Уніфікований теплообмінник(ВНІПТрансгаз)

1 – димова труба; 2 – дифузор; 3 – рама; 4 – короб відведення гарячого повітря; 5 – повітряна блок-секція; 6 – короб підведення холодного повітря; 7 – блок-шибер.

стрічковим оребрінням. Повітряні модулі виконані взаємозамінними з водяними серійними модулями теплообмінників. Для інтенсифікації теплообміну всередині труб вставлені спіральні турбуляційні вставки.

Вихідні гази від ГПА, проходячи по трубах, підігрівають повітря, яке подається вентилятором до міжтрубного простору. Тепле повітря з теплообмінника надходить по повітроводах у вентиляційну камеру галереї нагнітачів газу, змішується з холодним повітрям, а потім при температурі біля 10 °С надходить у систему повітряного опалення галереї [33]. Разом з цим треба відмітити значну металомісткість уніфікованого теплообмінника (маса 10 т) при тепловій потужності 1,5-2,2 МВт для різних типів ГПА.

Сумським машинобудівним науково-промисловим об'єднанням ім. М.В.Фрунзе серійно виготовляється УТВ-8 - комбінована водно-повітряна установка утилізації тепла вихлопних газів газоперекачуючих агрегатів ПА-Ц-16, ГПА-16 (рис.1.7.). Установка призначена для утилізації теплоти вихлопних газів ГПА і може використовуватись для гарячого водяного теплопостачання промислових будівель КС магістральних газопроводів та зовнішніх споживачів, а також для опалення теплим повітрям технологічних блоків КС.

Теплова потужність установки по воді складає 6,9 МВт, по повітрю - 0,346 МВт при температурах води 70-150 °С, повітря 75-208 °С, при максимальній потужності ГПА, та температурі зовнішнього повітря (-)40 °С.

Установка складається з 8 водяних та 4 повітряних трубних пучків. Пучки виготовляються з нержавіючих труб діаметром 25x2 мм з приварною спіралью-стрічковою ребристістю: висота ребер 9 мм, крок - 5 мм, товщина - 1 мм.

Аналогічно установці УТВ-8 ЗАТ "Ухтинський експериментально-механічний завод" серійно виготовляє водно-повітряний утилізаційний

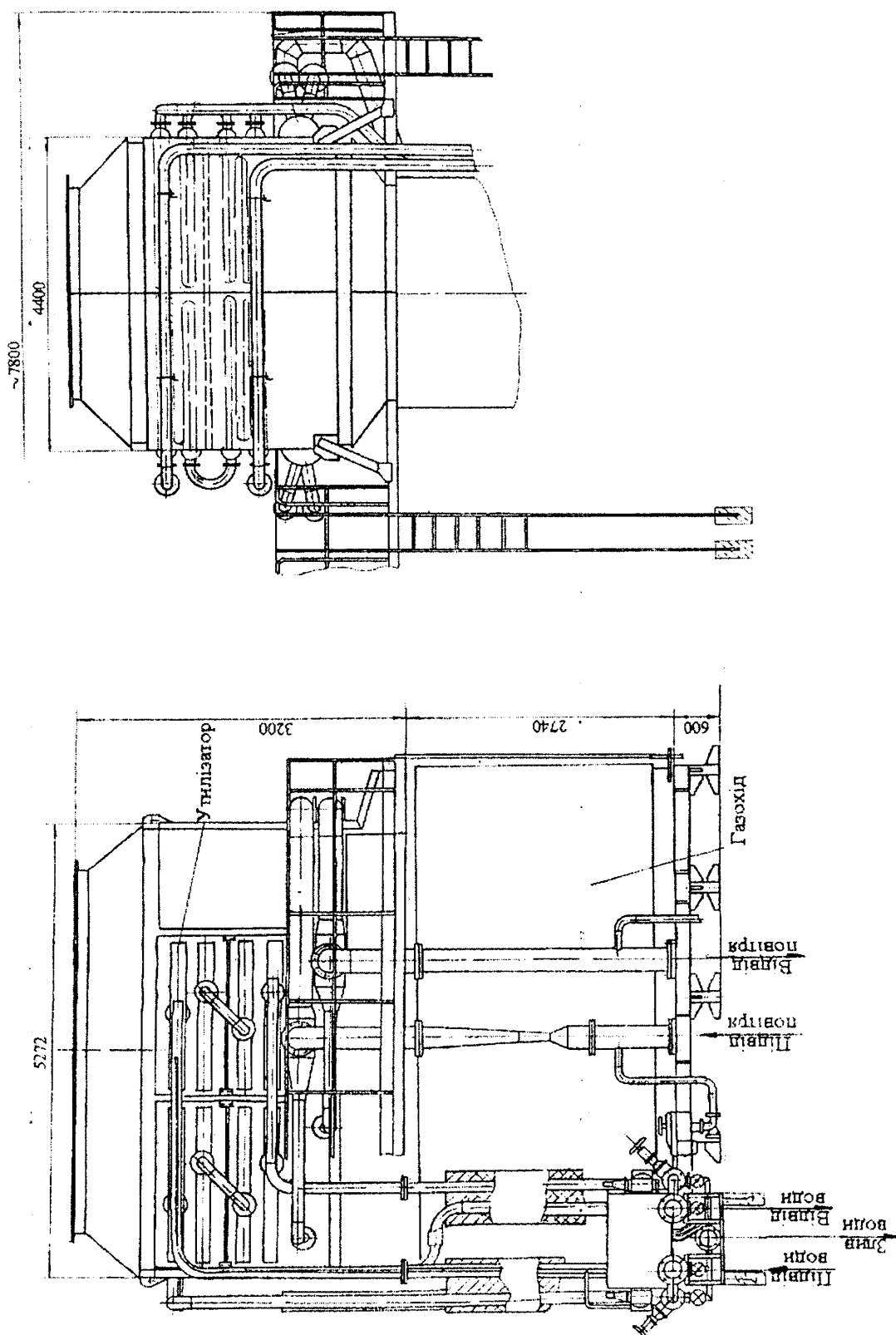


Рис. 1.7. Установка утилизации УТВ-8 для газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-16, ГПА-16

теплообмінник до газоперекачуючого агрегату ГПА-16.

Теплообмінник складається з 4 водяних та 4 повітряних трубних пучків сумарною тепловою потужністю 5,9 МВт по воді та 0,346 МВт по повітрю при температурах води 70-115 °С, повітря 75-208 °С, при номінальній потужності ГПА, та температурі зовнішнього повітря (-)40 °С.

Пучки виготовляються зі сталі 10Г2 з приварним спіральнострічковим оребрінням із сталі 10: висота ребер - 9 мм, крок - 3,2 мм, товщина - 0,8 мм.

Аналіз існуючих повітряних утилізаційних теплообмінників для ГПА і систем повітряного опалення компресорних цехів свідчить, що більшість розроблених нині конструкцій громіздкі, мають значну металомісткість за рахунок проміжних теплообмінників, громіздких повітроводів, а також великі витрати електроенергії на власні потреби, та при цьому невисоку теплову ефективність.

У зв'язку з цим, виникає науково-технічна задача створення енергозберігаючих, конструктивно простих, дешевих систем повітряного опалення будівель компресорних цехів електроприводних та газотурбінних ГПА, а також методична задача розробки основ розрахунку таких систем та їх проектування.

Поряд з повітряними утилізаційними теплообмінниками ГПА і системами повітряного опалення будівель КС найбільш широке застосування для теплопостачання промислових площадок КС і зовнішніх споживачів знайшли водяні утилізаційні теплообмінники з температурами води 70-95°С і інколи 70-115 °С.

У енергетиці, газовій, хімічній та інших галузях промисловості знаходять широке розповсюдження парові котли-утилізатори і водяні утилізаційні теплообмінники з оребреними поверхнями нагріву.

При виготовленні поверхонь нагріву теплообмінних апаратів різного

призначення застосовують різноманітні способи оребріння, завдяки чому забезпечується висока теплопродуктивність, компактність теплообмінників з порівняно невеликим аеродинамічним опором [34].

В теплообміннику, при наявності істотної різниці величин коефіцієнтів тепловіддачі, звичайно використовують оребріння роздільної відокремлюючої стінки з того боку, де коефіцієнт тепловіддачі менший. При цьому, у випадку низької тепловіддачі з обох боків теплопередаючої поверхні, для підвищення ефективності і компактності апарата, доцільно застосування двостороннього оребріння.

У газовій, хімічній та інших галузях України, країнах СНД і за кордоном знайшли широке застосування теплообмінні апарати, в тому числі утилізаційні теплообмінники для ГПА, що виготовлені з труб з приварним спіраль-стрічковим оребрінням.

У США в системах утилізації газотурбінних установок знайшли широке застосування модульні теплоутилізатори, які мають труби з оребрінням для нагріву води і вироблення пари. Модульна конструкція спрощує прив'язування теплоутилізаторів до установок різної потужності.

Теплоутилізатор поставляється у вигляді автономного блоку, що змонтований на рамі та оснащений засобами контролю, управління, допоміжними пристроями, теплоізоляцією. Модульні теплоутилізатори виготовляються з горизонтальним і вертикальним входом потоку відхідних газів установок.

Модулі складаються з двох рядків труб з оребрінням: нижнього, живлячого, та верхнього, збірного, колекторів, підйомного та опускного стояків, продувних пристроїв. Трубні пучки модулів можуть бути з'єднані як послідовно, так і паралельно. Модулі встановлюються на стійках (для вертикального входу в теплоутилізатор потоку газу) або полозках (для горизонтального входу газів).

Блок регулювання теплопродуктивності утилізатора включає обвідний канал і направляючу перегородку з пневмоприводом, при переміщенні якої забезпечується регулювання подачі газів в теплоутилізатор або в обвідний канал.

Треба підкреслити, що теплоутилізатор також забезпечує зниження рівня шуму установки на 5 дБ [35].

Для газоперекачуючого агрегату ГТН-25І фірми “Дженерал Електрик” італійською фірмою “Нуово-Піньоне” у комплекті з агрегатом постачається трисекційний утилізаційний теплообмінник теплопродуктивністю близько 13,5 ГДж/г і аеродинамічним опором близько 280 Па. Теплоносієм є вода з температурою 70-115 °С. Компоновка труб у пучці - шахова. Теплообмінник виготовляється з нержавіючих труб діаметром 25,4 мм. Оребріння виконано також з нержавіючої сталі і має такі характеристики: висота ребер 13мм, крок - 7,7мм, товщина - 1,3мм. Треба відзначити, що внаслідок великого кроку ребер утилізується незначна частина тепла вихлопних газів агрегату.

Фірма “Маннесманн” (ФРН) поставляє газоперекачуючі агрегати “Фрейм-5” з утилізаційними теплообмінниками, що встановлені в індивідуальних укриттях ГПА. В теплообміннику використовується частина вихлопних газів агрегатів, які відбираються від основного потоку. Аеродинамічний опір не перевищує 500 Па.

На конструкції теплообмінних апаратів з оребреними трубками видано велику кількість патентів у Великобританії, США, ФРН, Японії та інших країнах. У колишньому СРСР великий внесок в розробку технології промислового випуску труб з поздовжнім приварним спіральнострічковим оребрінням внесли інститути технічної теплофізики (ІТТФ), електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України, Всеросійський теплотехнічний інститут (ВТІ), ЦКТІ.

ІТТФ НАН України проведено дослідження труб з поперечним спірально-стрічковим оребрінням і запропонована конструкція нового утилізаційного теплообмінника для ГПА. Результати, що були отримані по оребрених трубах, узагальнені у вигляді критеріальних залежностей, які в подальшому були використані ВНПІтрансгазом при розробці першого покоління утилізаційних теплообмінників для газоперекачуючих агрегатів ГТ-700-4, ГТ-700-5, ГТК-5, ГТ-750-6, ГТК-10. Поверхні нагріву цих теплообмінників виконані з труб зовнішнього діаметру 22 мм з приварним поперечним спірально-стрічковим оребрінням: висота ребер - 8мм, крок - 3,8 мм, товщина - 0,6 мм, коефіцієнт оребріння -7. Слід відмітити, що оптимізація діаметра труби та геометричних характеристик оребріння не провадилась.

У 90-і роки Укргазпроектм був розроблений уніфікований теплообмінний модуль розміром 1,78x0,88 м, що складається з корпусу та шестирядного по ходу газів коридорного трубного пучка, який виконаний з труб діаметром 22 мм з приварним спірально-стрічковим оребрінням: висота ребер - 9 мм, крок - 3,2 мм, товщина - 0,8 мм.

На його основі проектними організаціями газової промисловості Укргазпроектм, ВНПІтрансгазом, ДІПрогазцентром, СПКТБ “Промгазпарат” розроблено уніфіковані утилізаційні теплообмінники практично до всіх типів газотурбінних ГПА, що серійно виготовлялися в той час вітчизняною промисловістю: ГТК-10, ГПА-Ц-6,3, ГТ-750-6, ГТ-6-750 та інших [36].

До кінця 90-х років Щекінським заводом РТО, Сисертським експериментально-механічним заводом “Сисертгазмаш”, АТ “Факел” було випущено близько 4000 утилізаційних теплообмінників до різних типів ГПА і газотурбінної електростанції БГТЕС-24УМ. Ними оснащено близько 90% КС України, Росії та країн СНД, а також КС у Польщі, Болгарії.

До недоліків таких теплообмінників треба віднести незадовільний злив води при відключенні, що пояснюється відсутністю нахилу труб.

В газовій промисловості для охолодження природного газу, що транспортується, масла ГПА та ін. знайшли широке застосування апарати повітряного охолодження з оребрених труб, у тому числі типа АВМ. Їх зовнішнє поперечне оребріння виготовляється накаткою ребер на алюмінієвій трубі, що напресована на сталеву трубу. Щоб інтенсифікувати теплообмін з боку масла всередині труб встановлюються турбулізатори.

ВАТ “СМНПО ім. М.В.Фрунзе” розроблені компактні, прості, надійні в роботі, порівняно з АВМ, пластинчаторебристі теплообмінники (ПРТ), які використовуються як маслоохолоджувачі ГПА. Теплообмінний елемент ПРТ, складається з плоских проставних листів товщиною 0,8 мм і ущільнюючих брусків, які створюють в зібраному вигляді канали для проходження теплоносія. В каналах укладені гофровані насадки з алюмінієвої фольги товщиною 0,2 мм, які збільшують теплообмінні поверхні. Деталі ПРТ виготовляють штампуванням та різкою з рулонів на автоматичному обладнанні. З'єднання деталей теплообмінного елемента ПРТ в єдиний блок проводиться при нагріві в вакуумній печі шляхом розплавлення припою - силуміну, нанесеного з обох боків проставних листів. З таких теплообмінних елементів за допомогою аргонодугової зварювання збирається модуль маслоохолоджувача.

Розроблені ПРТ за своїми енергетичними, масогабаритними характеристиками, компактністю, технологічністю виготовлення, можливістю механізації та автоматизації процесу виготовлення значно перевершують аналогічні маслоохолоджувачі [37].

До теперішнього часу ВАТ “Сумське машинобудівне науково-промислове об'єднання ім. М.В.Фрунзе” розробило та серійно поставляє на КС газопроводів 9 типів установок утилізації тепла вихлопних газів до

газоперекачуючих агрегатів ГПА-Ц-6,3А, ГПА-Ц-6,3С, ГПА-Ц-16, ГПА-16, ГПА-Ц-16.

Установки типу УТА-2,5/115-2, УТС-2,5/115-2 призначені для покриття тільки власних теплофікаційних потреб. Установки типу УТА-4,5/115-4, УТС-4,5/115-4, УТ-9,2/150 та інші призначені для теплопостачання КС та для зовнішніх потреб: теплично-овочевих комбінатів, селищ та ін.

Трубні пучки установок виготовляються з нержавіючих труб діаметром 25x2 мм з приварним спірально-стрічковим оребрінням із сталі 10: висота ребер - 9 мм, крок - 5 мм, товщина - 1 мм

Основні характеристики теплоутилізаційних установок виробництва ВАТ “СМНВО ім.М.В.Фрунзе” наведені в табл. 1.4.

ВАТ “СМНПО ім.М.В.Фрунзе” одним з перших розробило і впровадило автоматизовані установки утилізації тепла вихлопних газів агрегатів ГПА-Ц-16, що застосовані для теплопостачання КС і зовнішніх споживачів (рис.1.8.) [38]. Установки монтуються на вихлопних шахтах ГПА і складаються з теплообмінних модулів з регулюючими боковими і верхніми заслінками жалюзійного типу, призначеними для регулювання теплотужності, системи трубопроводів з запірною-запобіжною арматурою, площадок обслуговування. Конструкція установки УТ-4/150, що містить чотири теплообмінних модулі, дозволяє переобладнати її в УТ-9,2/150 шляхом монтажу 4 допоміжних модулів. Система КІП і А забезпечує: контроль і сигналізацію основних параметрів установки, автоматичне регулювання витрати теплоносія у вихідному трубопроводі, сумісну роботу з автоматизованою системою управління агрегату ГПА-Ц-16.

До недоліків цих установок треба віднести їхню велику металомісткість за рахунок допоміжних конструкцій і порівняно високу ціну.

Таблиця 1.4 – Основні характеристики установок утилізації тепла, що випускає ВАТ “Сумське машинобудівельне об'єднання ім М.В.Фрунзе”

№ пп	Назва ГПА	Заводське позначення установки	Теплопродуктивність (МВт) при максимальній потужності агрегату і температурі зовнішнього повітря (-) 40 °С, температурах води, °С на вході и виході з УТ			Аеродинамічний опір при максимальній потужності ГПА і температурі зовнішнього повітря (-)40 °С, П а	Основні розміри, мм	Маса, кг	Заводська ціна, \$
			70-95	70-115	70-150				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	ГПА-Ц-6,3 А	УТА-4,5 /115-4	5,13	4,70	-	310	5403x3950x3038	23300	160000
2.	ГПА-Ц-6,3 А	УТА-2,5 /115-2	2,86	2,76	-	162	5403x3950x3038	19300	126000
3.	ГПА-Ц-6,3 С	УТС-4,5/115-4	4,43	4,1	-	300	5403x3950x3038	23300	154800
4.	ГПА-Ц-6,3 С	УТС-2,5/115-2	2,59	2,38	-	157	5403x3950x3038	19300	124000
5.	ГПА-Ц-16 ГПА-16	УТ-9,2/150	13,36	-	10,60	958	5760x4320x2920	17220	141000
6.	ГПА-Ц-16 ГПА-16	УТ-4/150	5,93	-	4,74	599	5760x4320x2385	13130	119000
7.	ГПА-Ц-16 ГПА-16	УТВ-8	8,28	-	6,9	555	6000x5800x3200	24000	13000
			по повітрю при t = 75-208 °С 0,346						
8.	ГПА-Ц-16 С	УТС-8/115	7,89	7,38	-	524	14605x6550x12525	16300	152400
9.	ГПА-Ц-16 С	УТС-4/115	4,10	3,80	-	262	14605x6550x12525	13900	126500

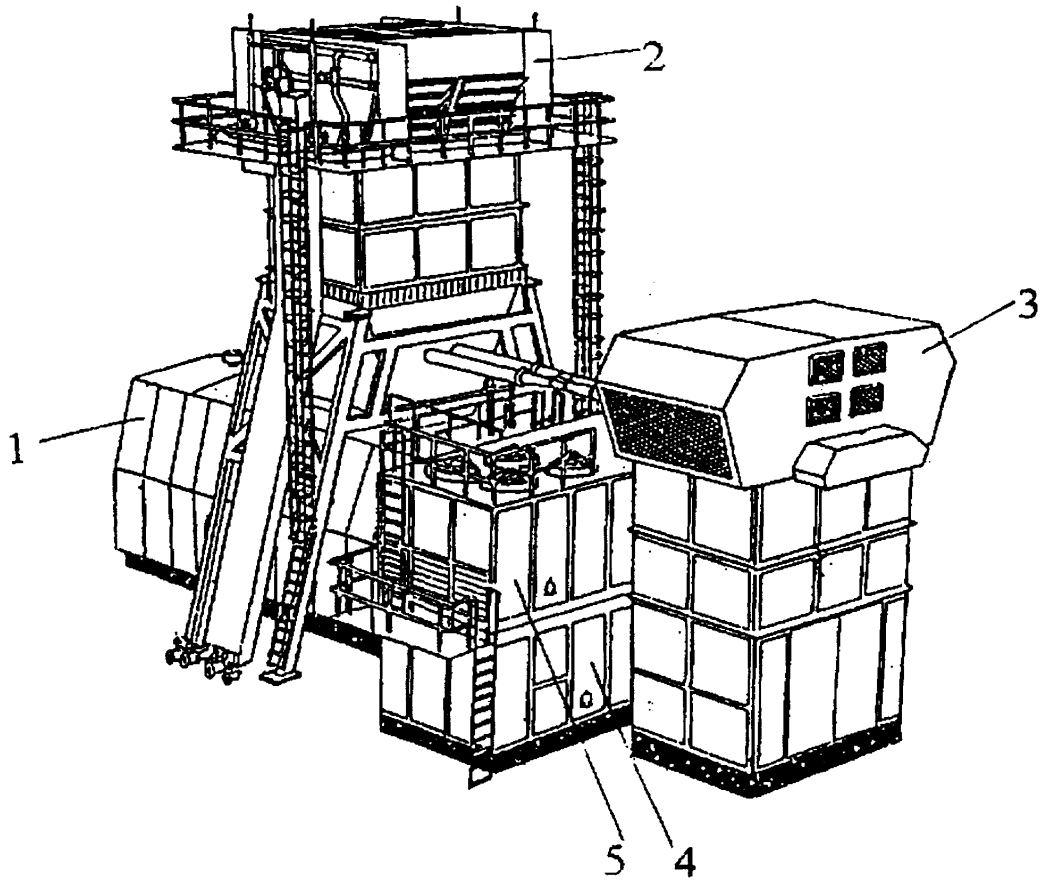


Рис. 1.8. Газоперекачуючий агрегат ГПА-Ц-16 з утилізаційною установкою

1 – блок нагнітачів газу; 2 – утилізаційна установка; 3 – повітроочищувальне обладнання; 4 – блок двигуна; 5 – блок маслоохолоджувачів.

В Росії основним виробником теплоутилізаційного обладнання для газотурбінних ГПА і електростанцій, що використовують в якості теплоносія воду, є ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод”. Воно серійно виготовляє утилізаційні теплообмінники до 19 основних типів газотурбінних ГПА і трьох типів електростанцій.

В основу створення цих утилізаційних теплообмінників покладений уніфікований трубний пучок з шаховим шестиходовим, шестирядним розташуванням труб $\varnothing 22 \times 2$ вуглецевої сталі з приварним спіральним стрічковим оребренням: висота ребер – 9 мм, крок – 3,2 мм, товщина – 0,8 мм. Пучок має габарити 2,072x0,5x0,997 м, масу 0,670 т.

Розробником цього пучка та другого покоління утилізаційних теплообмінників для таких ГПА, як ГПА-16 “Волга”, ГПА-25НК, ГТН-25 НЗЛ та інших є ВАТ “ВНІПТрансгаз”. Нині він налагодив на заводах України виробництво таких утилізаційних теплообмінників для основних типів ГПА [39].

Основні характеристики утилізаційних теплообмінників, що виготовляються ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод”, наведені в табл. 1.5.

До недоліків цих теплообмінників треба віднести невисоку якість їх виготовлення, особливо газорегулюючих шиберів, які не забезпечують щільність закриття заслінок, що призводить до втрати теплової потужності теплообмінників.

Фірма “АЕСГ-КАНІС” постачає газові турбіни, у тому числі газоперекачуючі агрегати ГТК-10І з паровим котлом низького тиску або утилізаційним теплообмінником, які застосовуються в різних галузях промисловості. ККД таких комбінованих установок складає 77-82% в залежності від типу ГТУ [40].

Фірмою “Нуово Піньоне” розроблений і поставляється в комплекті з агрегатом ГТК-10І утилізаційний теплообмінник тепловою потужністю

Основні характеристики утилізаційних теплообмінників, що випускає
ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод”

№ п/п	Назва ГПА	Заводський шифр теплообмінника	Теплова продуктивність (МВт) при номінальній потужності агрегату і температурі зовнішнього повітря мінус 40 °С для температури води на вході і виході з УТ, °С:		Максимальний аеродинамічний опір, Па	Основні розміри, мм	Маса, кг	Заводська ціна (за станом на 1.01.97г.), \$
			70-95	70-115				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	ГТ-6-750	34.0021.00.000	6,4	6,15	1180	8680x4500x4280	12200	36370
2	ГТ-750-6	34.0030.00.000	1,48	1,43	967	5880x1660x2320	3483	11500
3	ГТН-6	34.0090.00.000.СБ	6,54	6,25	360	5160x4000x5710	11750	38170
4	ГПА-Ц-6,3	34.0031.00.000-01	4,59	4,25	660	5160x3765x2234	7876	25450
5	ГПА-10	34.0031.00.000	7,0	6,55	850	5160x3765x3290	8897	27700
6	ГТК-10	34.0061.00.000	3,51	325	470	975x2240x6468	4661	20250
7	ГТК-10 з РВП 3600	34.00115.00.000	3,5	3,24	490	4095x3322x6700	11530	34700
8	ГПА-12 “Урал”	34.0140.00.000	2,01	1,94	680	2980x5190x4070	6380	57250
9	ГПА-16В “Урал”	ГПА-16В.0450.000	13,03	12,80	560	6590x6230x5320	12900	56000
10	ГТН-16 УТМЗ	34.0016.00.000	13,18	12,7	920	4030x4136x7632	13430	28130
11	ГТН-16 УТМЗ	34.0125.00.000	0,7*	-	70	6200x2510x2230	3000	21420
12	ПЖТ-21С	34.0163.00.000	4,15	3,80	800	2500x4875x3435	6020	61530
13	ГПА-Ц-16	34.0159.00.000	11,25	10,8	960	10175x5590x14240	19350	56000

Продовження таблиці 1.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	ГПА-16 "Волга"	34.0147.00.000	4,67	4,32	400	2700x4960x5680	10700	58170
15	ГПА-16	51.0000.000-01	6,18	5,92 (по воді)* 0,35 (по повітрю)**	565	6000x5800x3200	20550	45550
16	ГПА-16	УТ 9.00.000-01	14,05	13,0	555	6590x6230x6620	13395	63620
17	ГТН-25 НЗЛ	34.0020.00.000	9,61	9,17	625	2130x4430x6460	11115	21420
18	ГТН-25 НЗЛ (для власних потреб)	34.0025.00.000	5,08	4,85	600	1600x4310x6035	6220	21500
19	ГПА-25 НК	34.0154.000.000	7,38	7,10	965	3100x8080x6030	10750	34480

* - при температурі води 35- 65 °С;

** - при температурі повітря 75-208 °С

1,75 МВт, масою 2,4 т (рис. 1.9.). Він складається з трьох пучків гладких легованих труб $\varnothing 31,8 \times 3,2$ мм, встановлених в одному корпусі, що послідовно омиваються вихлопними газами ГПА. По воді трубні пучки підключаються паралельно [41]. Перевагою такого теплообмінника, перед другими, є наявність в його комплекті пристрою для виймання трубних пучків.

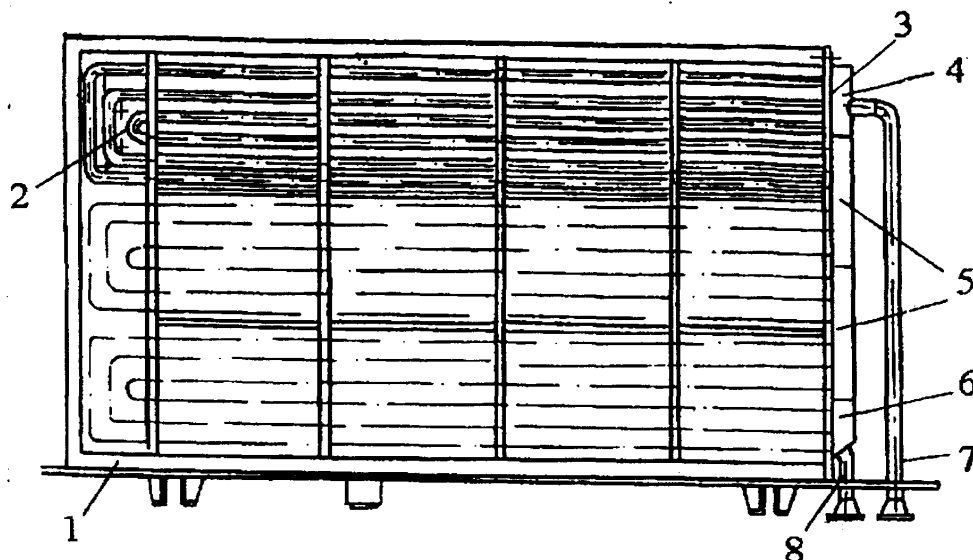


Рис. 1.9. Імпортний утилізаційний теплообмінник для газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне”

1 – корпус; 2 – трубний пучок; 3 – трубна дошка; 4,6 – водорозподільні камери; 5 – перекачуючи камера; 7 – вхідний патрубок; 8 – вихідний патрубок.

Недоліком теплообмінника є його низька теплова потужність, що пояснюється застосуванням для його виготовлення трубних пучків із труб без оребріння.

Імпортні агрегати ГТК-10І “АЕГ КАНІС”, ГТК-10І “Нуово-Піньоне” та інші, що експлуатуються на КС газопроводів України, Росії, практично не оснащені фірмовим теплоутилізаційним обладнанням, але в той же час є значним джерелом теплових ВЕР.

АТ “Факел” (м.Фастів) відповідно до розробок ВНІПТрансгазу виготовив дослідно-промисловий зразок теплообмінника двох модифікацій для імпортованих агрегатів ГТК-10І. (рис.1.10). Теплообмінник потужністю 5,5 МВт (теплоносій - вода 70-150 °С), з аеродинамічним опором 550 Па, масою 9,81т, складається з 6 пучків труб з приварним спірально-стрічковим оребрінням, конфузора з окремою вихлопною трубою, що встановлюється на окремому фундаменті в проході між індивідуальними укриттями ГПА. Вихлопні гази від ГПА подаються в теплообмінник по спеціальному газоходу з легованої сталі, який виходить з індивідуального укриття агрегату, де з'єднаний з вихлопною трубою ГПА [41].

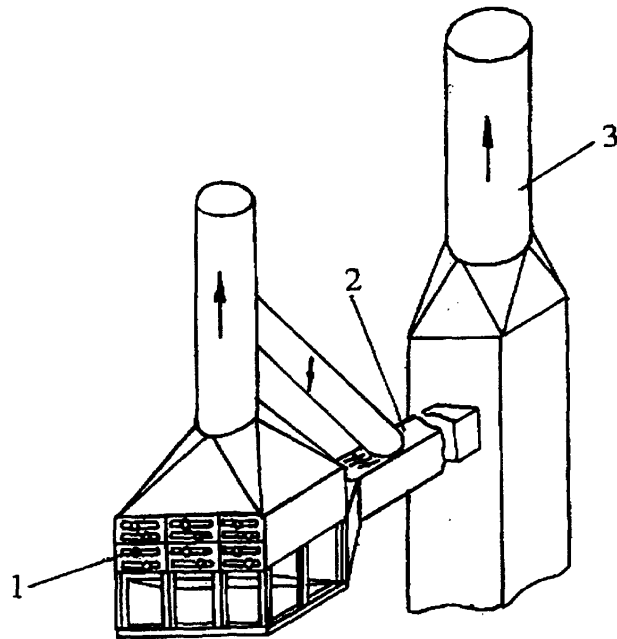


Рис. 1.10. Вітчизняний утилізаційний теплообмінник для різних модифікацій газоперекачуючого агрегату ГТК-10І

1 – трубні пучки; 2 – газохід теплообмінника; 3 – вихлопна труба агрегату.

До недоліків теплообмінника треба віднести: його невелику теплову потужність, отже невеликий рівень утилізації ВЕР агрегату; значну металомісткість допоміжних конструкцій теплообмінника, у тому

числі газоходу з легованої сталі; незручне місце його розташування між ГПА в умовах щільної забудови КС; відсутність в комплекті теплообмінника газоходу заводської поставки.

Поряд з теплообмінниками, що знайшли широке розповсюдження і мають поверхні нагріву з поперечно-оребрених труб, є ряд конструкцій теплообмінників, які виконані з труб з поздовжнім оребрінням.

В ІТТФ НАН України запропонована конструкція теплообмінника для утилізації тепла відхідних газів авіаційних турбін, що виконана з труб з поздовжніми перфорованими ребрами, проміж яких, а також в міжтрубному просторі, розташовані вставки з звукопоглинаючого матеріалу. Це інтенсифікує теплообмін і збільшує ефект шумоглушіння.

Вказана конструктивна схема реалізована при створенні пересувного утилізатора-шумоглушника для газотурбінної електростанції ПАЕС-2500, яка розроблена на базі авіадвигуна АІ-20 і серійно виготовляється АТ “Мотор-Січ”.

УкрНДІгазом розроблені і знаходяться в стадії випробування на КС дослідно-промислові зразки утилізаційних теплообмінників на теплових трубах типу “Темросифон” до імпортованих газоперекачуючих агрегатів ГТК-10І і ГТК-25І. Теплова потужність цих теплообмінників складає 2 і 4 МВт, відповідно, при допустимому аеродинамічному опорі біля 500 Па [42]. Необхідно відмітити високу експлуатаційну надійність теплообмінників на теплових трубах. Разом з тим, вони можуть бути використані для теплопостачання, в основному, площадок КС. Створення теплообмінників великої потужності на теплових трубах для глибокої утилізації теплоти вихлопних газів ГПА і теплопостачання зовнішніх споживачів проблематично, через велику кількість необхідних теплових труб і збільшенням габаритів таких теплообмінників.

1.3. Висновки

1. Компресорні станції магістральних газопроводів є небезпечними об'єктами для навколишнього середовища. Основними небезпечними чинниками у зоні дії компресорних станцій, що впливають на природне, виробниче та соціальне середовище є: хімічне забруднення атмосферного повітря шкідливими речовинами; шумове забруднення навколишнього середовища; наявність на КС вибухо- і пожежонебезпечних речовин. Щорічно КС в Україні викидається біля 150 тис. тонн шкідливих речовин, причому 76,5 тис. тонн – оксидів вуглецю, 36 тис. тонн – диоксидів і оксидів азоту, 34,5 тис. тонн – природного газу і 3 тис. тонн інших забруднюючих речовин.
2. Для зменшення впливу КС на навколишнє середовище основними засобами та заходами є: заміна застарілих газоперекачуючих агрегатів на нові вітчизняного виробництва; вдосконалення технологічного обладнання у відношенні його герметичності, надійності та руйнування; використання вторинних енергоресурсів за допомогою енергозберігаючого обладнання та систем.
3. Існуючі системи повітряного опалення цехів з агрегатами ГТК-10, ГПА-10 мають недоліки: значну металомісткість, великі витрати електроенергії на власні потреби, невисоку теплову ефективність.

Практично всі вітчизняні ГПА мають достатньо ефективне теплоутилізаційне обладнання. Імпортні теплообмінники мають малу теплову потужність і високу вартість, що пояснюється застосуванням для виготовлення поверхонь нагріву гладких легованих труб.

Імпортні агрегати, що експлуатуються на КС газопроводів України і країн СНД, в основному, типу ГТК-10І, “Кобера-182” практично не оснащені теплоутилізаційним обладнанням.

4. З приведеного аналізу досліджень можна зробити висновок, що для зменшення впливу КС магістральних газопроводів на навколишнє середовище є впровадження нових енергозберігаючих систем і обладнання, розробка яких та впровадження приведені у наступних розділах даної роботи.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ НЕБЕЗПЕКИ У РАЙОНАХ РОЗТАШУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

2.1. Дослідження процесів формування ареалів забруднення атмосфери в районі компресорних станцій магістральних газопроводів

Шкідливі речовини, що формують ареали забруднення в атмосфері за способом викиду компресорними станціями можна розділити на організовані та неорганізовані. До організованих відносяться викиди через вихлопні труби, шахти, свічки, а до неорганізованих – викиди, що супроводжуються в основному при таких технологічних операціях:

- продувка газопроводів ГПА при їх запусках та зупинках – залповий викид;
- продувка у конденсатозбірник, технічні освідчення та регламент – залповий викид газу з пиловловлювачів (сепараторів);
- змащування ГПА (бака дегазації) при його роботі – викид незначного об'єму газу;
- викид газу з пневмокрнів після їх спрацювання.

За температурою шкідливі речовини, що виділяються в атмосферу відносять до сильнонагрітих [43], оскільки температура на виході з вихлопних труб шахти становить біля 400°С.

За режимом роботи викиди КС поділяються на постійно діючі з рівномірним валовим викидом та залпові. При залпових викидах в атмосферу за короткий проміжок часу поступає велика кількість шкідливих речовин.

Процеси формування ареалів забруднення атмосфери при викидах газів із трубопроводів, свердловин, із різних апаратів, що працюють під тиском наведені у роботах [44-50].

Виходячи із фізичних уявлень та специфіки викидів з наведених джерел, можна стверджувати, що витік газу спочатку у більшості випадків, відбувається зі звуковою швидкістю, а потім викинута суміш розсіюється в атмосфері за законом струминного (інжекційного) змішування.

При викидах забруднюючих речовин джерелами компресорних станцій магістральних трубопроводів, викинута суміш не підпорядковується закону струминного змішування [51-52], оскільки вона поступає в атмосферу при тиску трохи вищому за атмосферний. У безвітряну погоду область забруднення (ареал) над джерелом викиду представляє собою обернений правильний конус, і зігнутий у напрямку дії вітру (рис 2.1).

Із представленої схеми видно, що в ареалі забруднення атмосфери можна виділити 3 зони: зона “нерозведених” концентрацій або своєрідна “інтрузія”, що формується безпосередньо над джерелом викиду в результаті вторгнення шкідливих речовин в атмосферу, довжиною X_0 ; перехідна зона довжиною $(X_1 - X_0)$ та дисперсна зона – зона розсіювання, яка утворюється під дією фізико-хімічних процесів.

У загальному, при формуванні ареалів забруднення атмосфери відіграють роль такі фізико-хімічні процеси:

- конвективний перенос;
- молекулярна дифузія;
- повздовжня та поперечна дисперсія.

Інтенсивність впливу фізико-хімічних процесів, в основному поздовжньої та поперечної дисперсії, також залежить від наявності аерозолів в атмосфері, або як їх інакше називають – ядра конденсації. Аерозолі – це пилоподібні мінеральні частини кори вивітрювання,

висодисперсні агрегати розчинних солей різного ступеня зволоженості, найменші краплі розчинів газових сумішей (SO_2 , CO , HCl та інші), частини диму, органічні речовини різного складу, найдрібніші організми та їх залишки (спори, пилок рослин, мікроби).

Наведені речовини перебувають у динамічній рівновазі, стійкість якої залежить від їх дисперсності та інтенсивності турбулентних потоків повітря.

Частини аерозолів мають широкий діапазон розмірів. Верхня границя лімітується можливістю перебувати у повітрі в завислому стані. Дрібні аерозолі наближаються за розмірами до молекул і становлять їх агрегати.

Всі види аерозолів в атмосфері мають загальну особливість, яка полягає у зменшенні їх кількості з висотою. Розподіл їх залежить від багатьох фізичних чинників, зокрема від адвекції та випадання осадів, коагуляції ядер та осідання їх під дією сили тяжіння.

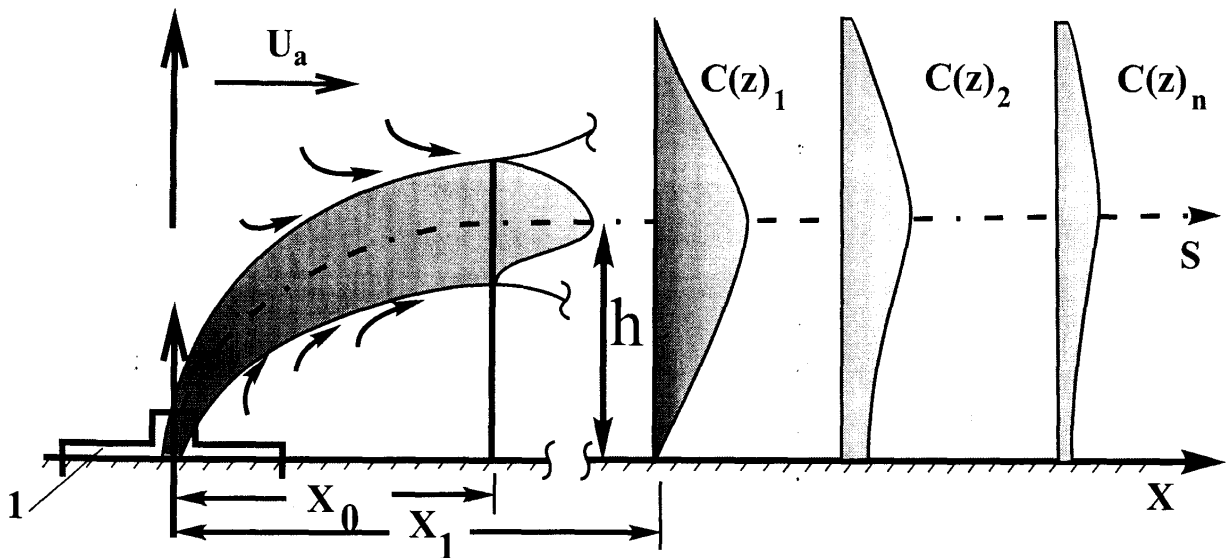


Рис. 2.1. Схема формування ареалу забруднення в атмосфері у районі компресорної станції при швидкості вітру (U_a).

1 – джерело викиду забруднюючої речовини;

$C(z)_1, C(z)_n$ – концентрація забруднюючих речовин в атмосфері;

h – відстань до вісі ареалу (S);

U_a – швидкість вітру;

X_0 – довжина “інтрузії”.

Пересування забруднення разом із повітрям являє собою конвективний перенос, який є найбільш суттєвим фактором міграції.

Принципово існує можливість розповсюдження забруднення в атмосфері шляхом молекулярної дифузії – процесу вирівнювання концентрації частинок у межах певного об’єму повітря самочинно, оскільки він супроводжується збільшенням ентропії системи „забруднююча речовина – повітря”, а рівномірний розподіл речовини у системі відповідає найбільш імовірному її стану. Кількісно дифузія може бути виражена рівнянням першого закону Фіка:

$$m_x = -D \frac{dc}{dx} \cdot \tau \cdot S \quad (2.1)$$

де m – маса перенесеної речовини у напрямку координати x і пропорційна градієнту концентрації $\frac{dc}{dx}$;

τ – час;

S – площа, яка охоплює забруднення, що розміщена перпендикулярно руху маси речовини.

Розглядаючи силу тертя F , що діє зі сторони повітряних мас на дифузію частинок, як протидіючу кінетичній чи тепловій енергії молекули Ейнштейн запропонував співвідношення [53]:

$$D = \frac{K_B \cdot T}{F} \quad (2.2)$$

де K_B стала Больцмана ($K_B = 1,38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К);

T – температура середовища;

Дж. Стокс показав, що для руху сферичних частинок:

$$F = \sigma \cdot \pi \cdot \eta \cdot r \quad (2.3)$$

Порівнюючи рівняння (2.2) та (2.3) одержуємо рівняння для практичного користування:

$$D = \frac{K_B \cdot T}{\sigma \cdot \pi \cdot \eta \cdot r} \quad (2.4)$$

З цього рівняння випливає, що частинки переміщуються тим швидше, чим вища температура середовища, менший розмір частинок забруднень r та в'язкість середовища η .

На формування ареалів забруднення атмосфери впливає такий процес, як дисперсія (розсіювання забруднюючих речовин), причому розвивається поперечна та поздовжня, які характеризуються відповідними коефіцієнтами дисперсії. Коефіцієнт поздовжньої дисперсії залежить від швидкості повітряних мас (v), а також від параметру λ , що характеризує структуру завислих частин у повітрі. Цю залежність можна виразити так:

$$\sigma_{X,Y} = \lambda \cdot v, m^2 / c \quad (2.5)$$

Конкретне значення поперечної дисперсії визначається в залежності від висоти джерела викиду забруднюючих речовин і його можна визначити формулою [54]:

$$\sigma_Z = \frac{h_0}{\sqrt{2 \ln \cdot \frac{C^*}{C_s}}}, m^2 \quad (2.6)$$

де h_0 – висота джерела викиду, м;

C^* - концентрація речовин на виході із джерела викиду, мг/м³;

C_s – концентрація забруднюючих речовин на висоті 2 м від поверхні землі, мг/м³.

2.2. Методи розрахунку забруднення атмосфери від джерел компресорних станцій

Одним із важливих практичних завдань є розрахунок концентрацій шкідливих речовин, що викидаються КС в атмосферу.

Вибір методу розрахунку величини забруднення атмосфери залежить від виду джерел викиду (лінійні, точкові, площинні), а також від їх висоти. Згідно [45] джерела викиду шкідливих речовин за висотою діляться на чотири класи:

1. високі джерела, $H \geq 50 \text{ м}$;
2. джерела середньої висоти, $H = 10 \div 50 \text{ м}$;
3. низькі джерела, $H = 2 \div 10 \text{ м}$;
4. наземні джерела, $H \leq 2 \text{ м}$.

Виходячи з наведеного, джерела викиду шкідливих речовин КС відносяться до точкових, середньої висоти.

Відмітимо, що при одночасній сумісній присутності в атмосфері декількох шкідливих речовин, то безрозмірна концентрація q визначається за формулою:

$$q = \frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ГДК_n} \quad (2.7)$$

де C_1, C_2, \dots, C_n (мг/м³) – розрахункові концентрації шкідливих речовин в атмосферному повітрі в одній і тій же точці місцевості;

$ГДК_1, ГДК_2, \dots, ГДК_n$ (мг/м³) – відповідні максимальні разові гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в атмосферному повітрі.

Приведена до однієї речовини концентрація C розраховується за формулою:

$$C = C_1 + C_2 \frac{\Gamma ДК_1}{\Gamma ДК_2} + \dots + C_n \frac{\Gamma ДК_1}{\Gamma ДК_n}, \quad (2.8)$$

де C_1 - концентрація речовини, до якої здійснюється приведення;
 $C_2, \dots, C_n, \Gamma ДК_2, \dots, \Gamma ДК_n$ - концентрації та $\Gamma ДК$ інших речовин, що входять у групу сумачі.

Масова концентрація шкідливих речовин в атмосфері описується відомим класичним диференціальним рівнянням [45]

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u \frac{\partial C}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K_z \frac{\partial C}{\partial z} \right) \quad (2.9)$$

де C – масова концентрація повітряної суміші;
 x, y, z - система прямокутних координат, у якої вісь x співпадає з напрямком вітру, а вісь z вертикальна;

u - швидкість вітру;

K_x, K_y, K_z - коефіцієнти турбулентної дифузії у напрямку x, y, z відповідно.

Граничними умовами для даного рівняння є:

$$\frac{c}{t} \leq 0 = 0; \quad \frac{c}{x^2 + y^2 + z^2} \rightarrow \infty = 0$$

У роботі [55] приведений розв'язок рівняння (2.9) для стаціонарного точкового джерела при умові нормального розподілу концентрації речовин в атмосфері

$$C_{x,y,z} = \frac{M}{\pi i x^{2-n} s_y s_z} \exp \left\{ - \left[\frac{y^2}{s_y^2 x^{2-n}} \right] \right\} \quad (2.10)$$

де s_y, s_z - “віртуальні коефіцієнти дифузії” у напрямку координат;

n - число від 0 до 1, що визначається профілем швидкості вітру .

М.Е. Берляндом [56] одержано рівняння для точкового джерела, розташованого на висоті H . Для приземної концентрації повітряної суміші розв'язок рівняння має вигляд

$$C_{x,y,0} = \frac{M}{(1+m)K_1\varphi_0x^2\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{u_1H^{1+m}}{K_1(1+m^2)x} - \frac{y^2}{2\varphi_0^2x^2}\right] \quad (2.11)$$

де K_1, u_1 - відповідні значення коефіцієнтів турбулентної дифузії та швидкості вітру; φ_0 - дисперсія у напрямку вітру; $m = n(2-n)$.

Більшість зарубіжних авторів [57] для визначення концентрації шкідливих речовин використовують таку залежність для стаціонарного точкового джерела

$$C_{x,y,z} = \frac{M}{2\pi\sigma_y\sigma_zu} \exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}\right) \left\{ \exp\left[-\frac{(z-h)^2}{2\sigma_z^2}\right] + \exp\left[-\frac{(z+h)^2}{2\sigma_z^2}\right] \right\} \quad (2.12)$$

де σ_y, σ_z - горизонтальна та вертикальна дисперсії розподілу повітряної суміші.

Із літературних джерел [44, 54] визначено, що формування зони дисперсії підпорядковується закону Гаусса, в якому значення концентрації має вигляд:

$$C(x, y, z, \tau) = \frac{M \left(\tau - \frac{x}{U_a} \right)}{2\pi U_a \sigma_y (x + x_{vy}) \sigma_z (x + x_{vz})} \cdot e^{\left\{ -\frac{y^2}{2\sigma_y^2 (x + x_{vy})} \right\}} \times \left[e^{\left\{ -\frac{(z-h_0)^2}{2\sigma_z^2 (x + x_{vz})} \right\}} \right], \quad (2.13)$$

де C - концентрація, мг/м³;

x, y, z - координати;

τ - час, с;

M - маса шкідливої речовини, що викидається в атмосферу, г/с;

U_a – швидкість вітру, м/с;

σ_z – коефіцієнт поперечної дисперсії, м²/с;

σ_y – коефіцієнт поздовжньої дисперсії, м²/с;

x_{vz}, x_{vy} – відстань від джерела викиду, м.

Розв'язок рівняння (1.7) проведений автором при початкових і граничних умовах $C(\tau=\tau^*, x=x_0, y=0, z=h_0)$.

Маємо

$$C = \frac{M \left(\tau^* - \frac{x_0}{U_a} \right)}{2\pi U_a \sigma_z (x_0 + x_{vz}) \cdot \sigma_y (x_0 + x_{vy})}, \quad (2.14)$$

тобто за даною формулою можна визначити у певний момент часу (τ^*) концентрації шкідливих речовин у зоні, що відповідає висоті джерела викиду.

Розрахунок концентрацій шкідливих речовин від КС у приземному шарі атмосфери, а також на яку відстань вони розповсюджуються, проводиться за різними методиками [58, 59]

Максимальне значення приземної концентрації шкідливих речовин C_M (мг/м³) при викиді їх джерелами КС „Ільїнцівська” після впровадження екологічно безпечного обладнання оцінювалося нами за методикою [59]:

$$C_M = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \sqrt[3]{V \Delta T}} \quad (2.15)$$

де A - коефіцієнт, що залежить від температурної стратифікації атмосфери, що визначає умови горизонтального та вертикального розсіювання шкідливих речовин в атмосферному повітрі $c^{2/3} \cdot \text{мг} \cdot K^{1/3} \cdot z$;

M - маса шкідливих речовин, що викидуються в атмосферу, z/c ;

F - безрозмірний коефіцієнт, що враховує швидкість осідання шкідливої речовини в атмосферному повітрі;

m, n - безрозмірні коефіцієнти, що враховують умови виходу газоповітряної суміші із гирла джерела викиду;

H - висота джерела викиду над рівнем поверхні землі, м;

V - об'єм газоповітряної суміші, $\frac{m^3}{c}$;

ΔT - різниця між температурою газоповітряної суміші, що викидається і температурою навколишнього атмосферного повітря, K .

Об'єм газоповітряної суміші визначається за формулою

$$V = \frac{\pi D^2}{4} w$$

де D - діаметр гирла джерела викиду, м; w - середня швидкість виходу газоповітряної суміші із джерела викиду.

Коефіцієнт A приймають для несприятливих метеорологічних умов, при яких концентрації шкідливих речовин в атмосферному повітрі від джерела викиду досягають максимального значення.

Величину ΔT , в $^{\circ}C$, необхідно визначати, приймаючи температуру навколишнього атмосферного повітря T_0 , що дорівнює середній температурі зовнішнього повітря о 13 годині найбільш теплого місяця року згідно СНиП "Строительная климатология и геофизика", а температуру газоповітряної суміші T_2 , що викидається КС – за діючими технологічними нормативами.

Величину безрозмірного коефіцієнта F приймають для газоподібних шкідливих речовин – 1, а величину безрозмірного коефіцієнта m , в залежності від параметра f , що має розмірність $\frac{m}{c^2} \cdot ^{\circ}C$

$$f = 10^3 \frac{\omega^2 D}{H^2 \Delta T} \quad (2.16)$$

знаходять за графіком [59, рис. 2.1].

Величину безрозмірного коефіцієнта n визначають за графіком [59, рис. 2.2] в залежності від величини параметра ν_M , який розраховується за формулою

$$\nu_M = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V\Delta T}{H}} \quad (2.17)$$

Використовуючи формулу (2.15) розраховано максимальну концентрацію оксидів азоту та оксидів вуглецю джерелами компресорної станції „Львівська” на відстанях: 2000, 1500, 1000, 500, 400, 300, 200, 100, 50 м, при таких розрахункових даних: $M = 2,88$ г/с (для диоксиду азоту); $M = 1,44$ г/с (для оксиду вуглецю); $A=160$; $n = 1,8$; $m=0,9$; $F = 1$; $V = 29.4 \frac{m^3}{c}$; $\Delta T = 400^\circ C$; $H = 12$.

Наведені дані були занесені у програму ЕОЛ і одержані результати у вигляді карт розсіювання (рис. 2.2).

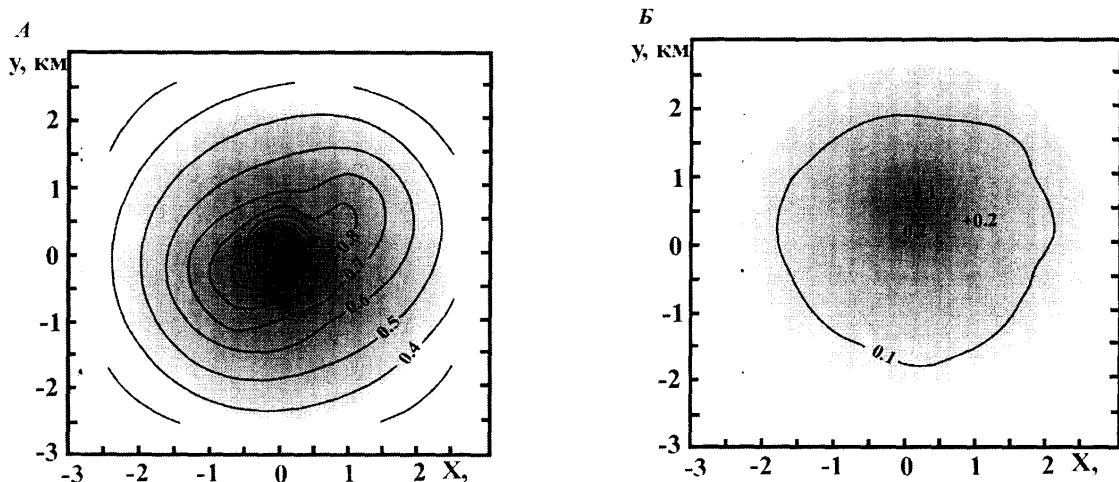


Рис.2.2 Карта розсіювання (частка ГДК) в атмосфері компресорною станцією „Львівська”: А) – NO₂(постійні викиди); Б) – CO(постійні викиди).

Як видно із рисунка найвищі концентрації шкідливих речовин на межі санітарно-захисної зони (СЗЗ для КС 1000 м) при постійних викидах диоксиду азоту складають 0,8 ГДК.

Аналізуючи формулу (2.15) для визначення максимальних концентрацій шкідливих речовин можна зробити висновок, що тут не враховуються молекулярна дифузія, дисперсія, що формують ареали забруднення в атмосфері. Крім цього, концентрація шкідливих речовин визначається тільки у приземному шарі атмосфери, а саме на висоті 2 м над поверхнею землі.

2.3. Кількісна оцінка екологічної небезпеки компресорних станцій магістральних газопроводів

Основним природоохоронним заходом, що створює екологічну безпеку КС є впровадження енергозберігаючих систем та обладнання, які зменшують кількість викидів в атмосферу шкідливих речовин. Цю залежність виразимо через, запропонований нами, коефіцієнт екологічної небезпеки експлуатації компресорної станції k_e

$$k_e = \frac{Q - Q_1}{Q}, \quad (2.18)$$

де Q ; Q_1 - сумарна величина шкідливих речовин, що генеруються технологічним обладнанням КС відповідно до і після впровадження енергозберігаючих систем та обладнання, т/рік;

Очевидно, що на КС, де не впроваджуються природоохоронні заходи, $Q_1 \rightarrow 0$, а $k_e \rightarrow 1$.

Як було привебдено вище, викиди на КС шкідливих речовин є організовані, які здійснюються джерелами визначеної геометричної форми, і неорганізовані, внаслідок викиду їх через різні пошкодження у технологічному обладнанні та при певних технологічних операціях.

Тоді:

$$Q_1 = q_0 + q, \quad (2.19)$$

де q_0 і q - відповідно величини організованих і неорганізованих викидів шкідливих речовин, т/рік

Враховуючи кількість джерел викидів n та кількість пошкоджень m у технологічному обладнанні КС, що призводять до неорганізованих викидів, формулу (2.19) можна виразити так:

$$Q_1 = q_0 n + q m, \quad (2.20)$$

Підставляючи дане значення у формулу (2.18) одержимо коефіцієнт екологічної небезпеки експлуатації КС у такому вигляді

$$k_e = \frac{Q - (q_0 n + q m)}{Q} = 1 - \frac{(q_0 n + q m)}{Q} \quad (2.21)$$

Отже, в загальному, вплив КС на навколишнє середовище можна оцінити, кількісно за допомогою коефіцієнта екологічної небезпеки її експлуатації, причому цей вплив тим менший, чим менше його значення.

Визначимо коефіцієнт екологічної небезпеки КС "Ільїнцівська". Техніко-економічний аналіз показав, що впровадження розробленої системи повітряного опалення компресорного цеху з двигунами СТД-12500 (7 шт.) дасть змогу досягти за рік на компресорній станції Ільїнцівська економії природного газу - 187 тис.м³ (додаток В).

Економія природного газу приведе і до зменшення кількості шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу при його згоранні. Оцінимо цю кількість і визначимо величину коефіцієнта екологічної безпеки експлуатації КС "Ільїнцівська".

Наприклад, при впровадженні систем повітряного опалення приміщень КС не будуть задіяні котельні. Відомо, що при спалюванні природного газу в котлах утворюються та викидаються в атмосферу такі шкідливі речовини як оксиди азоту і вуглецю та сірки.

Вихідні дані для розрахунку.

Котельня КС Ільїнцівська - котли ВК-34.

Паливо - природний газ, річна витрата - 187 тис.м³.

Максимальна місячна витрата - 35 тис.м³.

Нижча теплота згорання - 38,39 Мдж/м³.

Режим роботи - 3536 годин у рік.

Розрахунок викидів шкідливих речовин проведено згідно з методикою [37-39].

1. Розрахунок викидів оксиду вуглецю за одиницю часу виконується за формулою

$$M_{CO} = 0,001 \cdot C_{CO} \cdot B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \text{ т/рік} \quad (2.22)$$

де B – витрата палива, м³/рік;

q_4 – витрати тепла внаслідок механічної неповноти згорання палива, кг/т;

C_{CO} – вихід оксиду вуглецю при спалюванні палива. Він розраховується за формулою

$$C_{CO} = q_3 R Q_n^p \quad (2.23)$$

де q_3 – витрати тепла внаслідок хімічної неповноти згорання палива, $q_3 \approx 0,5$;

R – коефіцієнт, який враховує частку втрати тепла внаслідок хімічної неповноти згорання палива, обумовлену наявністю неповного згорання окису вуглецю, $R \approx 0,5$;

Q_n^p – нижча теплота згорання палива, Мдж/м³

Із загальної кількості оксидів азоту (NO_x) при спалюванні газу до 5% складає диоксид азоту (NO_2), 95% - оксид азоту (NO).

Кількість оксидів азоту (у перерахунку на NO_2), що викидаються за одиницю часу (т/рік), розраховується таким чином

$$M_{NO_2} = 0,001 \beta Q_H^p K_{NO_2} (1 - \beta), \quad (2.24)$$

де K_{NO_2} – параметр, що характеризує кількість оксидів азоту, яка утворюється на 1 ГДж тепла. Визначається за тепловою потужністю котлоагрегату по Рис.1 [61];

β – коефіцієнт, який враховує ступінь зниження викидів окису азоту в результаті застосування технічних рішень, $\beta=0,5$.

Розрахунок викидів оксиду сірки виконаємо за формулою:

$$M_{SO_4} = 1,88 \cdot 10^{-2} [H_2S] \cdot B \quad (2.25)$$

де B – витрата газу, т/рік;

H_2S – вміст сірководню в газі, %

Тоді маємо

$$M_{CO} = 1,813, \text{ т/рік};$$

$$M_{NO_x} = 0,507, \text{ т/рік};$$

$$M_{NO} = 0,482, \text{ т/рік};$$

$$M_{NO_2} = 0,025, \text{ т/рік};$$

$$M_{SO_4} = 0,056 \text{ т/рік}.$$

Отже, за рахунок впровадження енергозберігаючих систем на КС Ільїнцівська, загальна кількість шкідливих речовин, що викидалась котельнею зменшилася на 2,37 т/рік.

Коефіцієнт екологічної небезпеки експлуатації компресорної станції у загальному становитиме 0,9.

2.4. Висновки

1. Дослідження процесів забруднення атмосфери в районі КС показали, що в ареалі можна виділити 3 зони:

- зона “нерозведених” концентрацій або своєрідна “інтрузія”, що формується безпосередньо над джерелом викидів результати вторгнення шкідливих речовин в атмосферу;
- перехідна зона;
- дисперсна зона – зона розсіювання, що утворюється під дією фізико-хімічних процесів.

2. При формування ареалів забруднення атмосфери відіграють роль такі фізико-хімічні процеси, як конвективний перенос; молекулярна дифузія; поперечна та повздовжна дисперсія. Ці процеси необхідно враховувати при визначенні величини забруднення КС місцевості.

3. Розраховані максимальні значення приземних концентрацій шкідливих речовин при викиді джерелами КС “Ільїнцівська” після впровадження екологічно безпечного обладнання. За даними розрахунків побудовані карти розсіювання диоксиду азоту та оксидів вуглецю. Встановлено, що на межі санітарно-захисної зони ці речовини не перевищують ГДК.

4. Вплив КС магістральних газопроводів на навколишнє середовище доцільно оцінювати за допомогою коефіцієнта екологічної небезпеки, що враховує величину шкідливих речовин відповідно до і після впровадження природоохоронних заходів.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ЕФЕКТИВНИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТА ЕКОЛОГІЧНОБЕЗПЕЧНИХ СИСТЕМ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ КОМПРЕСОРНИХ ЦЕХІВ, ІНДИВІДУАЛЬНИХ УКРИТТІВ ГАЗОТУРБІННИХ І ЕЛЕКТРОПРИВОДНИХ ГПА

Сьогодні на компресорних станціях магістральних газопроводів для компримирування природного газу застосовуються газоперекачуючі агрегати з електричним та газотурбінними приводами, які встановлюються як по декілька штук в загальній будівлі компресорного цеху, так і по одному - в індивідуальних укриттях. При цьому електродвигуни та газотурбінні установки встановлюються в машинному залі компресорного цеху (відсіку двигуна), що мають категорію Г по вибухопожежобезпечності (вибухо- та пожежобезпечну), а нагнітачі природного газу в галереї нагнітачів (у відсіку нагнітачів - для випадку індивідуальної установки) мають категорію А (вибухо-пожежонебезпечну).

Опалення компресорних цехів та індивідуальних укриттів газотурбінних та електроприводних ГПА переважно здійснюється водяним опаленням, з використанням гарячої води, як теплоносія, від опалювальної котельні, що вимагає значних енергетичних затрат. Крім цього, котельні є джерелом забруднення навколишнього середовища шкідливими речовинами, що утворюються при спалюванні різного виду палива. А тому перед автором виникла проблема розробки нових енергозберігаючих систем, власне, систем повітряного опалення приміщень компресорних станцій та індивідуальних укриттів електроприводних та газотурбінних ГПА [62-68].

Однією з перших таких систем, що розроблена ВАТ “Укргазпроект”

(з участю автора) спільно з виробничими об'єднаннями є поширена нині система повітряного опалення машинного залу компресорного цеху теплим повітрям розімкнутого контуру охолодження електродвигунів СТД-12500. Вона розроблена і вперше впроваджена на КС Петрівка газопроводу Уренгой-Новопсков Укргазпроектом, ВНДІгазом та об'єднанням Південтрансгаз.

Застосування в системах теплопостачання районів Крайньої Півночі теплоносія повітря, замість води, дає змогу підвищити надійність забезпечення теплом споживачів, у тому числі КС газопроводів. Однак, дана система не охоплює повітряним теплопостачанням галерею нагнітачів, яке здійснюється за допомогою калориферів з використанням гарячої води, як теплоносія.

3.1. Системи повітряного теплопостачання цехів компресорних станцій та індивідуальних укриттів ГПА з електричним або газотурбінним приводом від одного джерела

Зараз у машинних залах газотурбінних агрегатів підігрівання повітря у будівлях КС переважно здійснюється від декількох джерел, у тому числі від реєстрів водяного опалення, зовнішніх поверхонь ГПА за рахунок природної конвекції.

Автором даної роботи розроблено і впроваджено систему повітряного теплопостачання цехів КС та індивідуальних укриттів ГПА з електричним або газотурбінним приводом від одного джерела.

Нове технічне рішення, у загальному вигляді, системи повітряного теплопостачання від одного джерела кількох приміщень різної категорії вибухо-пожежонебезпечності дало змогу подолати існуючий стереотип

мислення розробників, який полягає в тому, що начебто діючі нормативні документи вимагають для повітряного теплопостачання приміщень різної категорії, подачі теплого повітря від незалежних джерел.

У подальшому це забезпечить новий підхід до розробки систем повітряного опалення будівель та укриттів ГПА та розробки нової концепції повітряного опалення КС від одного джерела.

Принцип роботи системи повітряного теплопостачання від одного джерела такий.

В опалювальний період тепле повітря від джерела утилізованого тепла з контуру охолодження електроприводного агрегату (ЕГПА) 1 (рис. 3.1) або з утилізаційного теплообмінника 2, встановленого на вихлопній шахті газотурбінного ГПА (рис. 3.2), надходить у спільний повітропровід 3.

На початковій ділянці повітропроводу 3 в схемах теплопостачання цехів та укриттів ЕГПА встановлено сітчастий іскрогасник (на рис. 3.1-3.3 не показано).

З повітропроводу 3 тепле повітря, розподіляючись на два потоки, надходить у підвідні повітропроводи 4 та 5. Частина спільного потоку теплого повітря по підводному повітропроводу 4, через засувку 6 надходить у розподільний прилад 7 і обігріває вибухо- і пожежобезпечне приміщення категорії Г - машинний зал компресорного цеху. Друга частина спільного потоку теплого повітря по підводному повітропроводу 5, який проходить через протипожежну газопилонепроникну перегородку 8, через засувку 6, універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан 9 та розподільний прилад 7, надходить у вибухо- пожежонебезпечне приміщення категорії А - галерею нагнітачів газу компресорного цеху, де змішується з повітрям цього приміщення.

Регулювання подачі теплого повітря у приміщення здійснюється через датчики-реле температури 10, з'єднані з електроприводами

засувки 6. Із зниженням температури нижче від заданої за сигналом датчиків-реле відкриваються засувки 6 і тепле повітря надходить у приміщення. Після того, як буде досягнуто заданої температури, за сигналом датчиків-реле засувки 6 закриваються і надходження повітря припиняється.

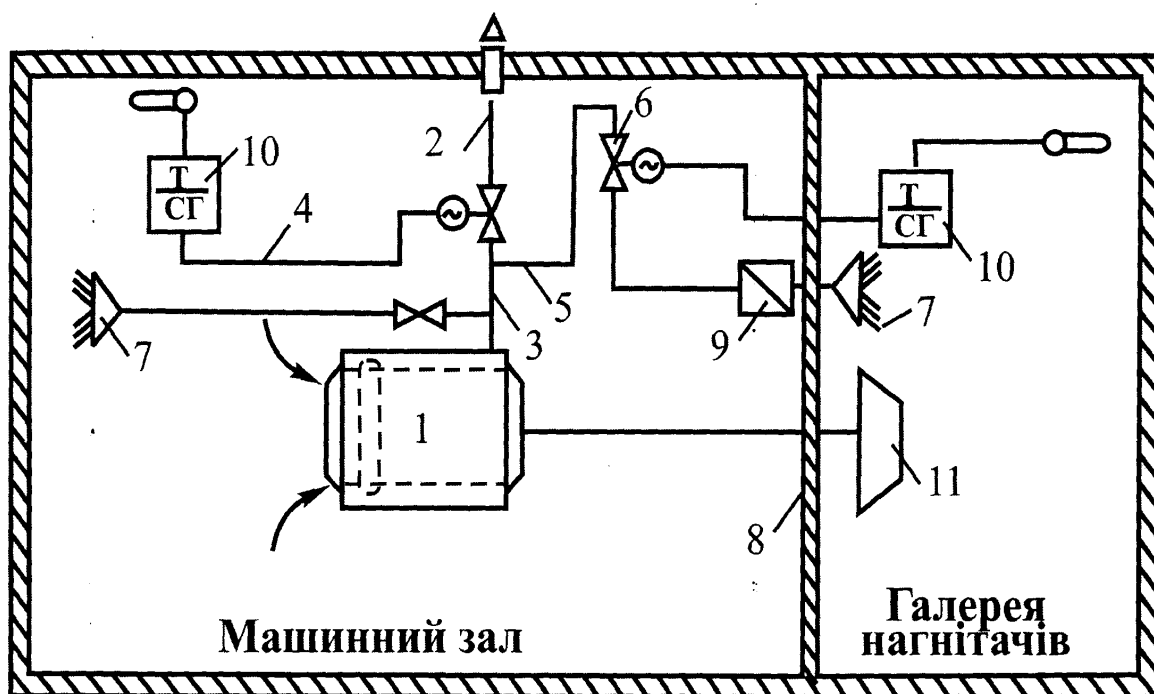


Рис. 3.1. Принципова схема повітряного теплопостачання компресорних цехів, індивідуальних укриттів ГПА з електроприводом.

1 – привод нагнітача газу; 2,3,4,5 – повітропроводи; 6 – засувка з електроприводом; 7 – розподільний пристрій; 8 – газопилонепроникна перегородка; 9 – універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан; 10 – датчик – реле температури повітря; 11 – нагнітач газу.

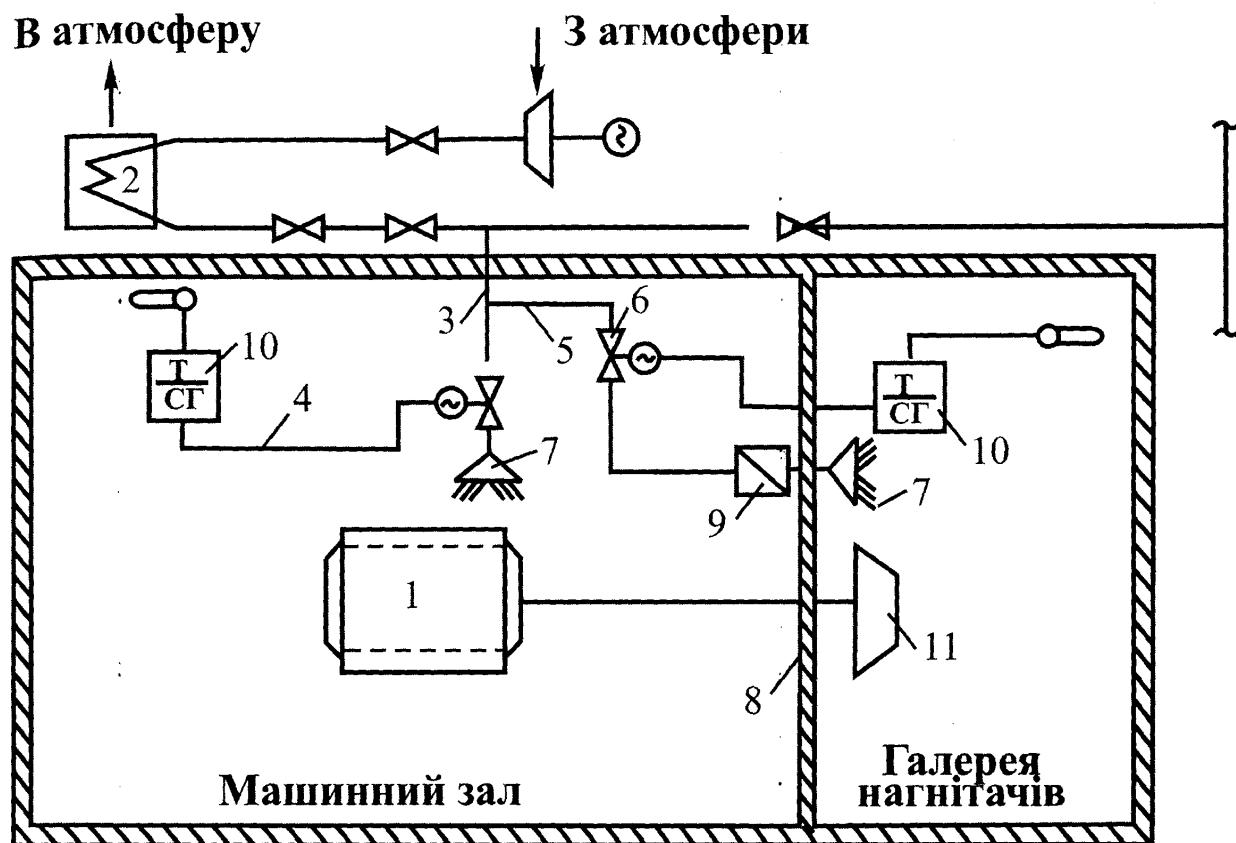


Рис. 3.2. Принципова схема повітряного теплопостачання компресорних цехів, індивідуальних укриттів ГПА з газотурбінним приводом.

1 – привод нагнітача газу; 2 – повітряний утилізаційний теплообмінник; 3, 4, 5, 12 – повітропроводи; 6 – засувка з електроприводом; 7 – розподільний пристрій; 8 – газопилонепроникна перегородка; 9 – універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан; 10 – датчик – реле температури повітря; 11 – нагнітач газу.

В опалювальний період надлишок теплого повітря у системі опалення газотурбінних ГПА від утилізаційного теплообмінника 2 подається на спільний для ГПА повітропровід 12 для опалення непрацюючих ГПА. В системі опалення електроприводних ГПА надлишки теплого повітря в опалювальний період з контуру охолодження електродвигуна через повітропровід 12 викидаються в атмосферу або можуть бути використані для обігріву укриттів непрацюючих ГПА, приладів та споруд КС.

У літній період тепле повітря з контуру охолодження електродвигуна через повітропровід 12 викидається в атмосферу.

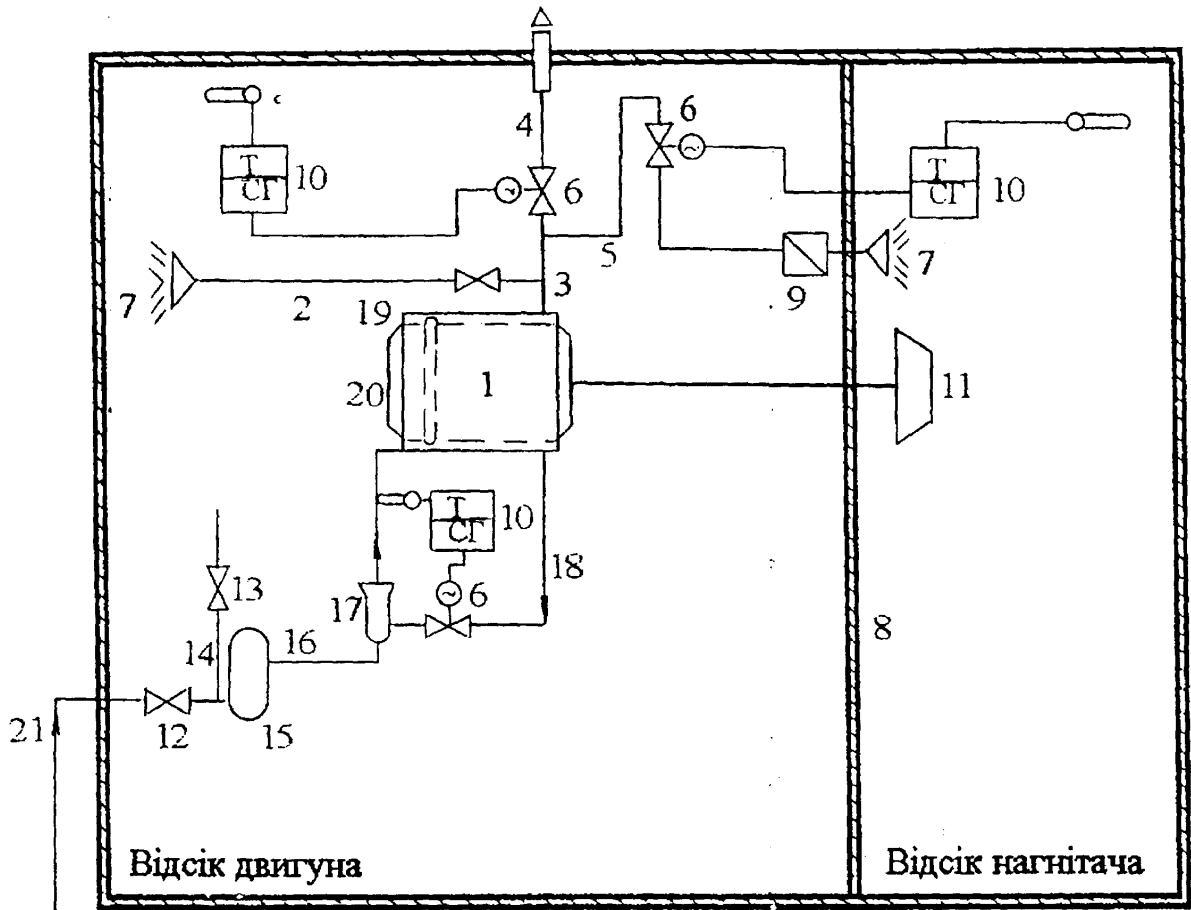
Припливне повітря в зимовий та літній періоди надходить через фрамуги верхнього ярусу вікон машинного залу. З галереї нагнітачів повітря виводиться за допомогою дефлекторів.

3.2. Системи повітряного теплопостачання компресорних цехів, індивідуальних укриттів ГПА з рециркуляцією теплого повітря

Запропонована автором система повітряного опалення будівлі компресорного цеху або індивідуального укриття ЕГПА з рециркуляцією теплого повітря розімкнутого циклу охолодження на вхід електродвигуна (рис. 3.3) дає можливість автоматично підтримувати заданий режим його охолодження, а частину теплого повітря використовувати для опалення.

Працює вона так:

З пуском ЕГПА у зимовий період, при закритій 12 та відкритій 13 засувках, після підігріву укриття за допомогою системи чергового опалення, тепле повітря по трубопроводу 14 надходить у фільтр грубої



З атмосфери

Рис. 3.3. Принципова схема повітряного теплопостачання компресорних цехів, індивідуальних укриттів ГПА з електроприводом та рециркуляцією охолоджувального повітря

1 – привод нагнітання газу; 2,3,4,5,13,16,18,21 – повітропроводи;
 6 – засувка з електроприводом; 7 – розподільний пристрій;
 8 – газопилонепроникна перегородка; 9 – універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан; 10 – датчик – реле температури повітря;
 11 – нагнітач газу; 12, 14 – засувка з ручним керуванням; 15 – фільтр грубої очистки; 17 – повітрозмішувальний пристрій; 19 – фільтр тонкої очистки; 20 – вентилятор

очистки 15, далі по трубопроводу 16 через змішувальний прилад 17 по трубопроводу у фільтр тонкої очистки 19, а потім у вентилятор 20 і в контур охолодження електродвигуна 1. Після виходу ЕГПА на заданий режим необхідно закрити засувку 13, а натомість відкрити засувку 12. Повітря з атмосфери по трубопроводу 21 через засувку 12 надходить у фільтр грубої очистки, а далі по трубопроводу 16 - у змішувальний пристрій 17. Туди ж по трубопроводу 18 через засувку 6 надходить частина теплого повітря з контуру охолодження ЕГПА. Після змішування, повітря по трубопроводу надходить у фільтр 19, вентилятор 20 і в контур охолодження ЕГПА. Температура повітря, що надходить у контур охолодження, регулюється кількістю теплого повітря, яке надходить у змішувальний пристрій через засувку 6, трубопровід за сигналом датчика-реле температури 10, встановленого у трубопроводі.

Тепле повітря з системи охолодження по трубопроводу 3 надходить у систему опалення укриття ЕГПА і розподіляється на два потоки. Частина потоку по відвідному трубопроводу 2 надходить через розподільні пристрої 7 у відсік електродвигуна. Друга частина спільного потоку повітря по підвідному трубопроводу 5, через засувку 6, універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан 9, протипожежну газопилонепроникну перегородку 8, розподільний пристрій 7 надходить у відсік нагнітача і обігриває його.

При температурі зовнішнього повітря 5°C і вище охолодження агрегату здійснюється при закритій засувці 13 та відкритій засувці 12 шляхом безпосередньої подачі у систему охолодження ЕГПА атмосферного повітря по трубопроводу 21.

Розроблені системи енергетично високоефективні за рахунок контактного теплообміну повітря приміщення, незначних затрат енергії на

власні потреби. Засоби автоматики дають можливість забезпечувати оптимальний режим теплопостачання приміщень ГПА.

Як резервне джерело повітряного теплопостачання КС з електроприводними ГПА можуть застосовуватися електрообігрівачі, чергові повітрянагрівачі. На КС з газотурбінними ГПА для цього можна використовувати відбір теплого стиснутого повітря від осьових компресорів агрегатів, автономні повітрянагрівачі, підтопкові пристрої у комплексі з наявними повітряними утилізаційними теплообмінниками.

Головне управління пожежної охорони МВС України і колишнього СРСР дозволило застосовувати нові системи повітряного опалення компресорних цехів у проектах КС магістральних газопроводів [Додаток А,Б]. Проводяться роботи по впровадженню такої системи на КС Ільїнцівська ДК “Черкаситрансгаз”.

3.3. Системи повітряного теплопостачання галерей нагнітачів компресорних цехів шляхом перепуску теплого повітря машинного залу ГПА з газотурбінним або електроприводом

У машинних залах з СТД-12500 підігрівання повітря здійснюється здебільшого в контурах охолодження електродвигунів, куди воно подається вентиляторами, а потім викидається у приміщення машинних залів (в опалювальний період) чи в атмосферу (влітку).

Автором запропоновано схему перепуску теплого повітря машинних залів газотурбінних та електроприводних ГПА, а також розроблено технічні рішення (рис. 3.4-3.5), які полягають в наступному.

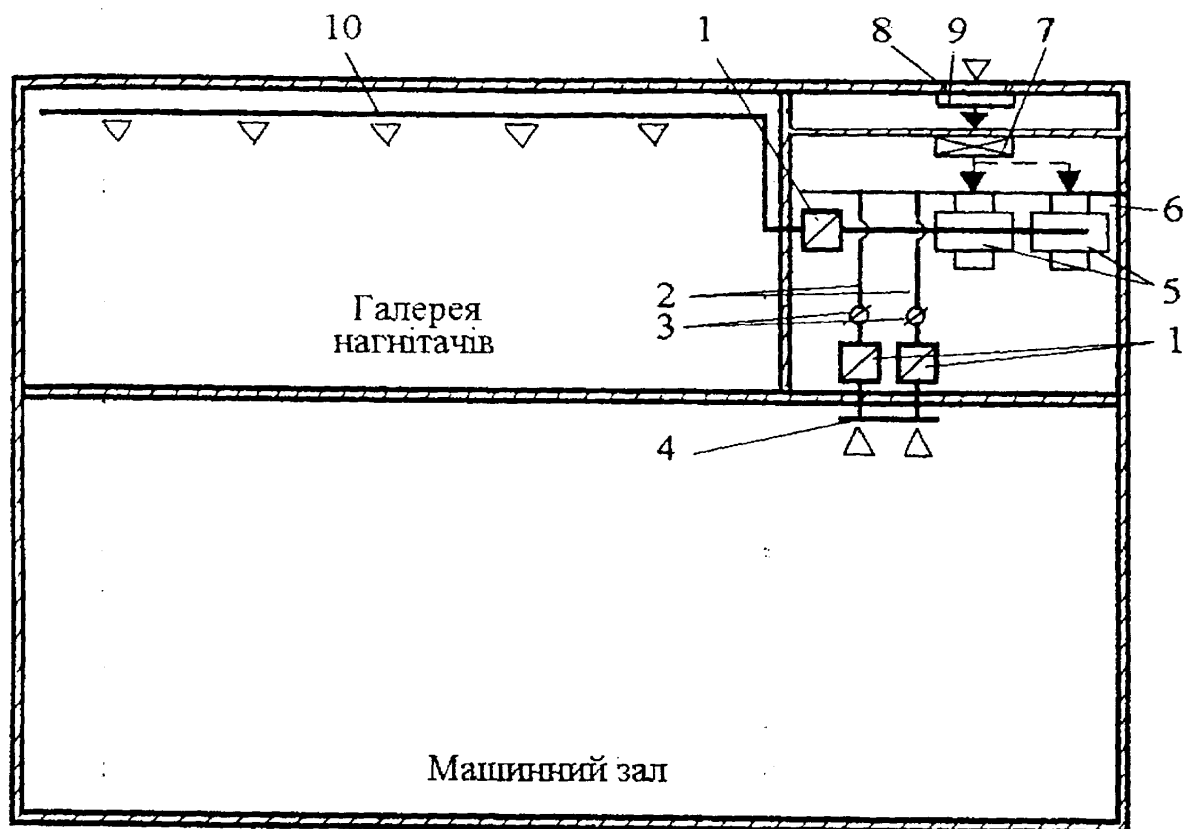


Рис. 3.5. Принципова схема повітряного теплопостачання галереї нагнітачів компресорних цехів способом перепуску теплого повітря машинного залу ГПА з газотурбінним приводом

1- універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан; 2 - повітропроводи; 3 - заслінка з ручним керуванням; 4 - всмоктувальний короб; 5 - вентиляційний агрегат; 6 - вентиляційна камера; 7 - калорифер; 8 - вузол повітрязабору; 9 - утеплений багатостулковий клапан; 10 - розподільний повітропровід.

Далі через усмоктувальний короб 4, по повітроводу 2, через універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан 1, заслінку 3 з ручним керуванням повітря надходить у вентиляційну камеру 6, звідки вентилятором 5 через другий універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан 1 подається в розподільну мережу повітропроводів 10 та галерею нагнітачів. Багатостулковий утеплений клапан 9 у цей час закритий. Влітку клапан 9 відкритий, вентиляційна камера 6 сполучена з атмосферою, а галерея нагнітачів відсікається від машинного залу заслінкою 3.

Запропоновані системи повітряного теплопостачання споруд КС енергетично високоефективні, прості в конструктивному виконанні, вимагають мінімальних матеріальних витрат.

Для впровадження однієї системи з перепуском теплого повітря в галерею нагнітачів потрібні два повітроводи, дві повітряні заслінки з ручним керуванням, два універсальних зворотних вогнезатримуючих клапани. Інше обладнання - звичайне, встановлене у вентиляційній камері компресорного цеху згідно з проектом. Частина його може бути використана у новій системі повітряного теплопостачання, інша - виведена в резерв.

Враховуючи, що в ряді виробничих об'єднань сьогодні намічається реконструкція компресорних цехів КС із зміною застарілих ГПА на сучасні високоефективні агрегати з вищим ККД, вважається актуальним та доцільним застосування в проектах реконструкції розроблених енергозберігаючих систем повітряного опалення.

3.4. Методичні основи розрахунку та проектування енергозберігаючих систем повітряного опалення компресорних цехів електроприводних та газотурбінних газоперекачуючих агрегатів

Розрахунки систем повітряного опалення цехів, індивідуальних укриттів газотурбінних та електроприводних ГПА повітрям від утилізаційного теплообмінника або розімкненого циклу охолодження електродвигунів (див. рис. 3.1-3.3), а також перепуском теплого повітря з машинного залу до галереї нагнітачів газу (див. рис 3.4-3.5) мають як багато спільного, так і свої особливості.

Звичайно теплопостачання компресорних цехів з різними типами ГПА забезпечується гарячою водою від котельні на КС з ЕГПА або від утилізаційних теплообмінників на КС з газотурбінними ГПА. При цьому теплопостачання машинних залів таких КС для підтримання нормованої температури повітря 10°C відбувається за допомогою водяного опалення.

У галереї нагнітачів газу для підтримки температури повітря 5°C при роботі, а також на період ремонту передбачена система водяного опалення.

Підвищення температури повітря до 10°C в галереї здійснюється системою повітряного теплозабезпечення та вентиляції, що включає припливно-вентиляційні агрегати з калориферами, осьові вентилятори тощо.

У нових системах повітряного опалення компресорного цеху підвищення температури повітря з 5°C до 10°C у машинному залі і галереї нагнітачів забезпечується теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів або від повітряних утилізаційних теплообмінників для цехів з газотурбінними ГПА.

У системах з перепуском підвищення температури повітря до 10°C в галереї нагнітачів відбувається за рахунок теплого повітря, що відбирається з машинного залу.

Як у зимовий, так і у літній періоди припливне повітря надходить через фрамуги верхнього ярусу вікон у машинному залі.

Кількість повітря, що подається до галереї нагнітачів, складає 95% від витяжного [69].

Виведення повітря із галереї нагнітачів передбачається дефлекторами, при цьому $2/3$ об'єму виводиться з верхньої зони і $1/3$ - з нижньої.

Аварійна вентиляція забезпечується, як правило, вентиляційними агрегатами в іскрозахищеному виконанні, встановленими на покрівлі та зблокованими з датчиками газоаналізаторів.

За сигналом системи автоматики компресорного цеху "Пожежа" заслінка з електроприводом закривається, припиняється подача повітря до галереї нагнітачів і спрацьовує зворотний клапан.

Принципова схема нової енергозберігаючої системи повітряного опалення компресорного цеху з ЕГПА, яка здійснена в робочому проекті КС Ільїнцівська газопроводу "Прогрес", наведена на рис. 3.6.

Аеродинамічний розрахунок систем повітряного опалення компресорного цеху КС Ільїнцівська, виконаний за загальноприйнятою методикою [70] у відповідності з графічною моделлю (рис. 3.7) на ПЕОМ. Результати розрахунку приведені в табл. 3.1.

Отримана розрахункова втрата тиску в мережі повітроводів, яка дорівнює 163,5 Па, менше наявного тиску повітря на вихлопному патрубці системи охолодження двигуна СТД-12500 (300 Па).

Тепловий розрахунок систем опалення компресорних цехів КС проводять за середньою температурою найбільш холодної п'ятидівки для районів місце розташування компресорної станції [71].

Теплові втрати зовнішніми огорожуваннями (стінами, склінням, покриттям) машинного залу, галереї нагнітачів газу визначають згідно з загальновідомою методикою [72].

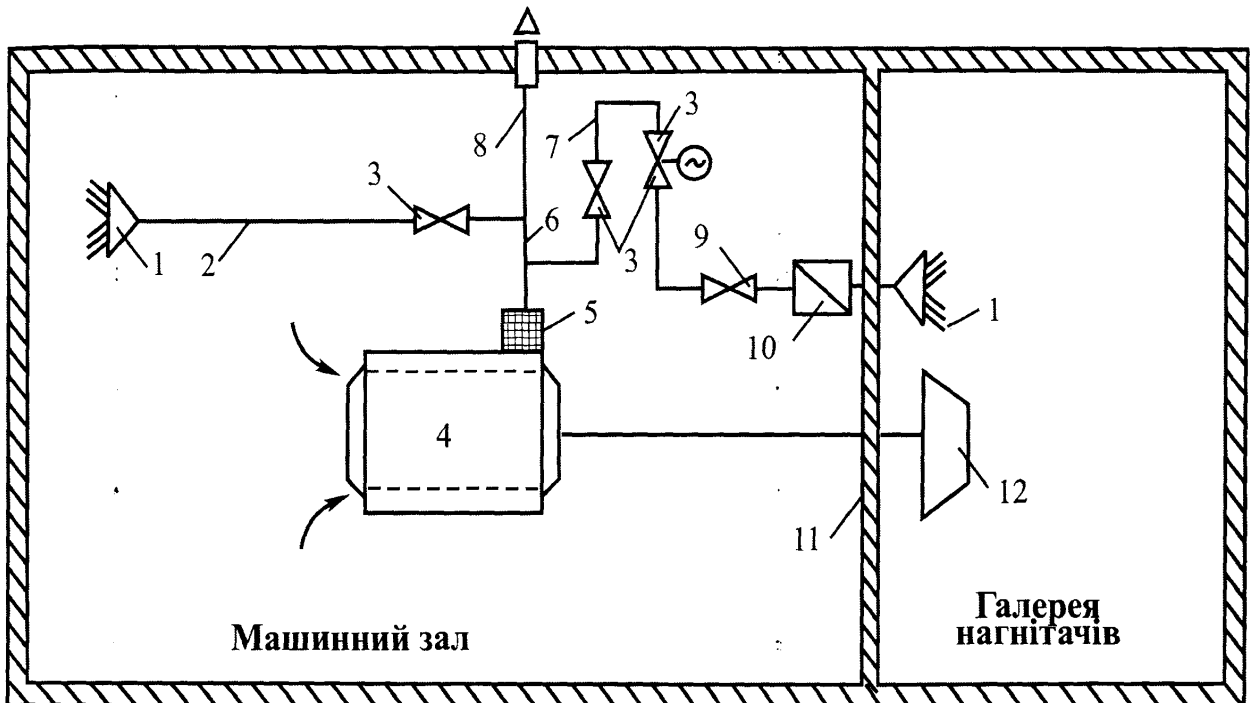


Рис. 3.6. Принципова схема повітряного опалення компресорного цеху з ЕГПА-235 КС “Ільїнцівська” газопроводу “Прогрес”

- 1 – пристрій подачі теплого повітря; 2,6,8 – повітропроводи;
 3 – регулюючі заслінки; 4 – електродвигун; 5 – іскрогасник;
 9 – зворотний клапан; 10 – вогнезатримуючий клапан;
 11 – пилогазонепроникна перегородка; 12 – нагнітач.

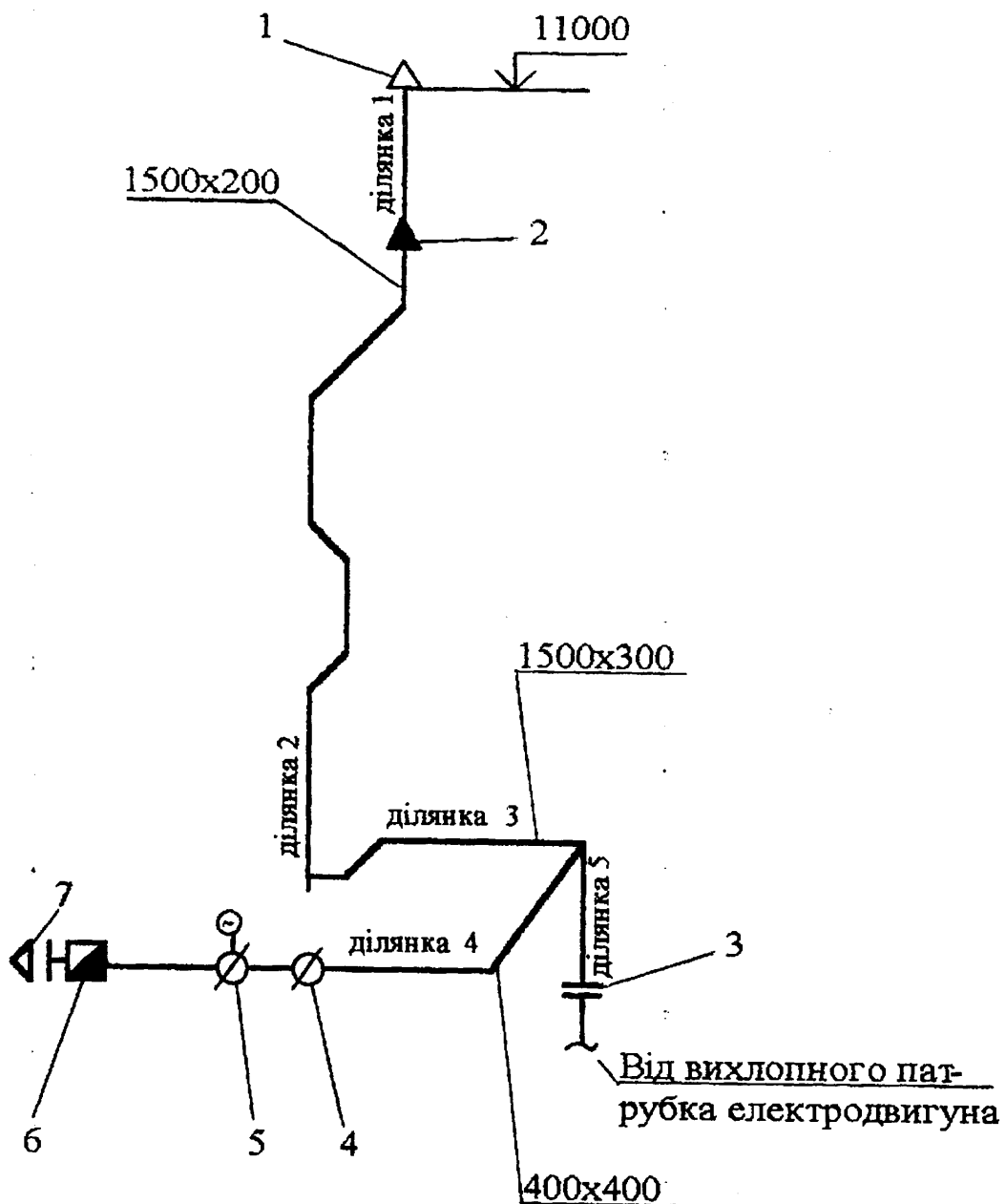


Рис. 3.7. Графічна модель розрахунку аеродинамічного опору повітропроводів від одного електродвигуна СТД-12500 КС “Ільїнцівська” газопроводу “Прогрес”

1 – зонт Ø 800; 2 – перехід Ø 800; 3 – іскрогасник; 4 – заслінка з ручним керуванням; 5 – заслінка з електроприводом; 6 – клапан зворотний вогнезатримуючий; 7 – решітка повітроприпливна.

Таблиця 3.1 – Результати гідравлічного розрахунку повітроводів системи повітряного опалення компресорного цеху КС Львівцівська

№	Вихідні дані				Результати розрахунку							Швидкість		
	Витрата повітря м ³ /г	Діаметр (розмір) по гориз. D (А) мм	Розмір по верт. В мм	Сумарний коефіц. місцевого опору (без трин. та відводів)	Довжина ділянки по гориз. D (А) мм	Розмір по верт. В мм	Діафрагми		Втрата тиску на ділянці			на ділянці	у ділянці	
							D (А) мм	В мм	на тертя	місцев. опір	загаль. на торі			Па
1	6800	800	0	0,00	2,00	0	0	0	0,4	0,0	0,4	121,1	3,8	0,0
2	6800	200	1500	0,00	6,80	200	0	0	8,5	96,7	105,3	0,0	6,3	0,0
3	6800	300	1500	0,00	3,00	300	0	0	1,2	14,3	15,5	0,0	4,2	0,0
4	3200	400	400	1,10	4,60	400	281	281	3,9	38,4	42,4	42,4	5,6	11,2
5	10000	300	1500	0,00	3,50	300	0	0	2,7	4,6	7,3	0,0	6,2	0,0
Сумарна витрата системи				-10000	м ³ /г	Сумарний тиск системи				-163,5 Па				

Таблиця 3.2 –

Специфікація на повітроводи та діафрагми

Розміри повітроводів та діафрагм, мм	Товщина матеріалу, мм	Матеріал	Одиниця вимірювання	Кількість	Примітка
Повітроводи					
1500 x 300	0,00	ст.л.окр.	м	6,50	
1500 x 200	0,00	ст.л.окр.	м	6,80	
400 x 400	0,70	ст.л.окр.	м	4,60	
800	0,70	ст.л.окр.	м	2,00	
Діафрагми					
400 x 400 / 281 x 281	0,70	ст.л.окр.	шт	1	
Сумарна площа поверхні діафрагм				-	0,081 м ²
Сумарна площа зовнішньої поверхні повітроводів				-	58,941 м ²
Загальна вага матеріалу діафрагм				-	0,445 кг
Загальна вага матеріалу повітроводів				-	0,068 т

Знаючи теплові втрати машинного залу та галереї нагнітачів, температуру повітря в них, температуру теплого повітря на виході з системи охолодження електродвигуна або з утилізаційного теплообмінника (для систем опалення будівель з газотурбінними ГПА) по рівнянню теплового балансу визначаються витрати теплого повітря L

$$L = \frac{Q_v}{\gamma_n c_p (t_n^{np} - t_n)} , \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.1)$$

- де Q_v – теплові втрати, ГДж/год;
- γ_n – густина повітря, кг/м³;
- t_n^{np} – температура теплого повітря, що подається у систему опалювання, °С; Для СТД-12500 $t_n^{np} = 28^\circ\text{C}$;
- t_n – нормована внутрішня температура повітря в приміщенні, °С, Звичайно для приміщень КС газопроводів вона дорівнює 10°С;
- c_p – ізобарна теплоємність повітря, кДж/кг·град.

По отриманому значенню L , знаючи будівельний об'єм, визначають кратність повітрообміну у приміщенні і зрівнюють її з нормативною. Наприклад, для компресорних станцій газопроводів, які транспортують природний газ без наявності сіркових сполук, кратність повітрообміну повинна бути не менш 3 [73].

Основні показники по результатах теплового розрахунку системи опалення компресорного цеху КС Ільїнцівська наведені на рис. 3.8.

Особливістю методики розрахунку систем повітряного опалення теплим повітрям шляхом перепускання з машинного залу до галереї нагнітачів електроприводних або газотурбінних ГПА, є визначення за величиною тепловитрат приміщення галереї нагнітачів газу, з використанням рівняння теплового балансу (3.1), потрібної температури припливного повітря.

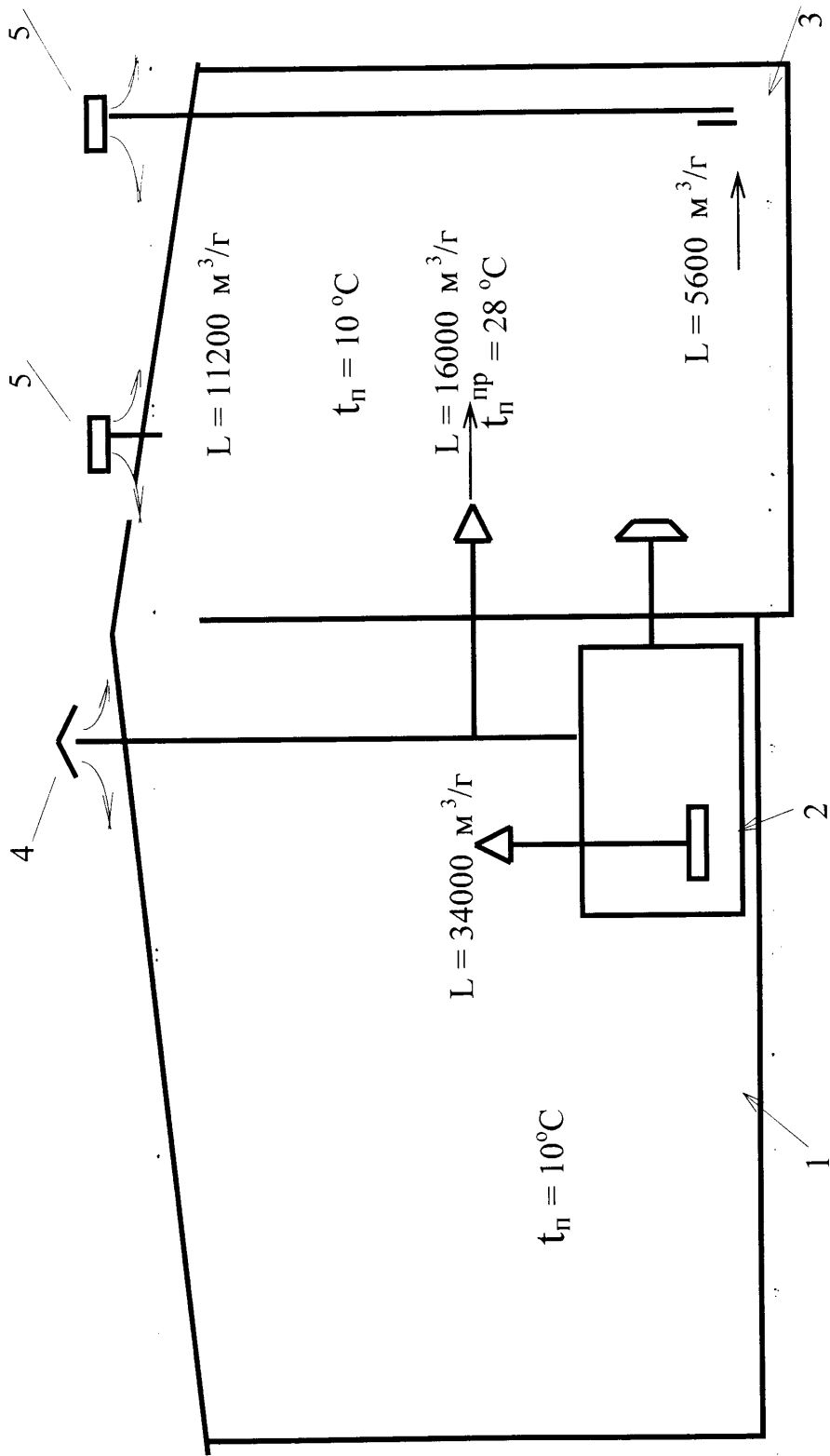


Рис. 3.8. Основні показники системи повітряного опалення компресорного цеху з ЕГПА-235, що працюють за технологічною схемою (5+2), на КС "Ільїнцівська" газопроводу "Прогрес"

1 - машинний зал; 2 - ЕГПА-235; 3 - галерея нагнітачів газу; 4 - зонт; 5 - дефлектор

Витрата теплого повітря, що подається з машинного залу до галереї, визначається як добуток її будівельного об'єму на кратність повітрообміну, яка визначається згідно [73].

Температура припливного повітря залежить від багатьох факторів.

Проведене, за участю автора, вимірювання температур повітря у машинних залах компресорних цехів з різними типами ГПА ДП “Сургутгазпром” дало змогу виявити закономірність зміни температур повітря, залежно від висоти цеху, типу, кількості встановлених та працюючих агрегатів. Деякі з них приведені на рис 3.9.

Автором було проведено математичну обробку результатів вимірювання температур повітря в машинних залах компресорних цехів з газотурбінними ГТК-10 та електроприводними агрегатами з СТД-12500.

Для компресорних цехів з ГТК-10 залежності температур повітря від висоти машинного залу для певної кількості встановлених та працюючих агрегатів мають лінійний характер і апроксимовані формулою:

$$t_n^n = t_n^o + K_a^e \cdot K_a^n \cdot H, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.2)$$

де t_n^n - поточне значення температури повітря в машинному залі в залежності від висоти відбору, $^\circ\text{C}$;

t_n^o - температура повітря на нульовій позначці машинного залу, $^\circ\text{C}$;

K_a^e - кількість встановлених ГПА;

K_a^n - кількість працюючих ГПА;

H - висота точки відбору повітря, м.

Для уніфікованого компресорного цеху із 8-мя ЕГПА з електродвигунами СТД-12500 експериментальні значення температур можуть бути в загальному вигляді представлені як функції

$$t_n^n = f(H, K_a^n). \quad (3.3)$$

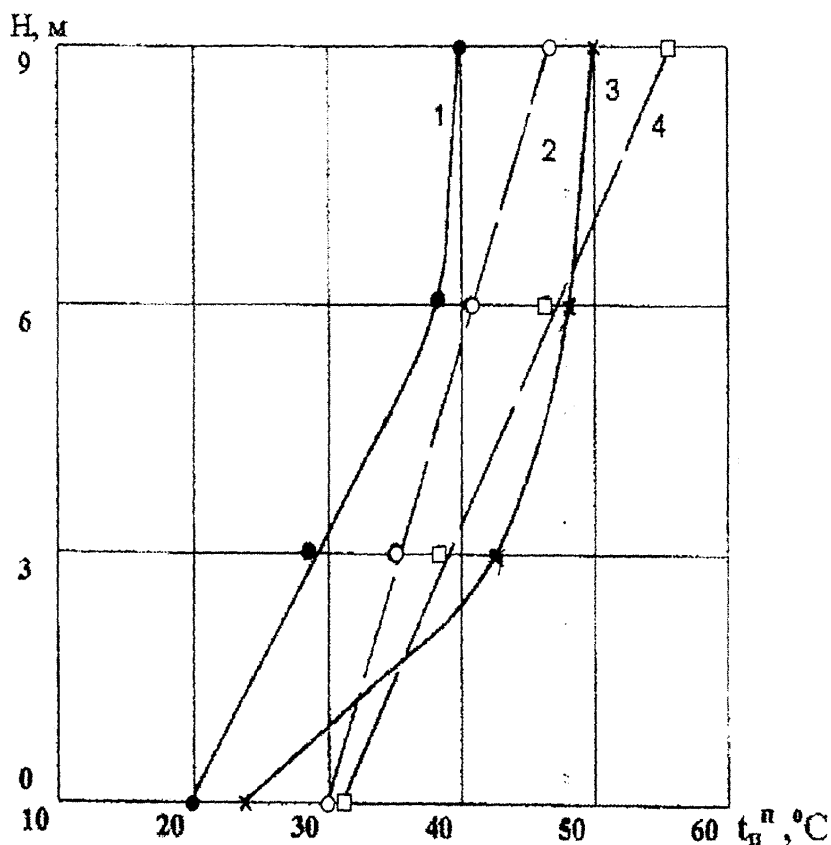


Рис. 3.9. Розподіл температур повітря залежно від внутрішньої висоти компресорного цеху для газотурбінних ГТК-10 і електроприводних агрегатів з СТД-12500

- – 8ЭГПА з СТД-12500 (працюючих за технологічною схемою „4+4”);
- – 2ГТК-10 („2+1”);
- – 8ЭГПА з СТД-125000 („6+2”);
- х – 5ГТК-10 („4+1”).

Отримані експериментальні значення температур по висоті машинного залу для кількості працюючих агрегатів $K_a^n = 4$ та $K_a^n = 6$ були оброблені автором на ПЕОМ.

Рівняння (3.3) було одержано з використанням спеціально розробленого програмного комплексу кореляційного і регресивного аналізу статистичної інформації [74-76].

За допомогою вищеназваної програми виконувалися такі процедури:

- проведення кореляційного аналізу між функцією (температурою) і незалежними змінними (середньоквадратичне відхилення, коефіцієнти парних кореляцій, їх значимість і довірчі інтервали, парціальні коефіцієнти кореляції);
- за названими ознаками виконується відбір у регресійну модель незалежних змінних. Відібрано дві змінні, що найбільш повно впливають на температуру приміщення - висота приміщення та кількість працюючих агрегатів;
- визначається форма рівняння регресії та коефіцієнти рівняння регресії;
- перевіряється адекватність оптимізаційної моделі і розраховуються характеристики множинної регресії: коефіцієнт кореляції оптимізаційної моделі (рівняння), критерії значимості, коваріаційна матриця, коефіцієнти парних кореляцій, внесок відібраних незалежних параметрів в рівнянні регресії.

Після тривалого пошуку врешті-решт знайдено оптимальне число членів рівняння і його вид.

В загальному вигляді рівняння має такий вигляд

$$t_n^n = a_0 + a_1 H + a_2 H^2 + a_3 H^3 + a_4 K_a^n + a_5 H K_a^n + a_6 H^2 K_a^n + a_7 H^3 K_a^n, \quad (3.4)$$

де $a_{0...n}$ - константи.

Після підставлення вирахованих значень коефіцієнтів маємо

$$t_n^n = 14,86 - 12,11 H + 1,26 K_a^n + 3,3 H^2 - 0,2192 H^3 + 3,55 K_a^n H - 0,7453 K_a^n \cdot H^2 + 0,0445 K_a^n \cdot H^3, \quad (3.5)$$

Множинний коефіцієнт кореляції рівняння занадто великий і дорівнює 0,9984.

Порівнюючи експериментальні значення температури повітря в приміщенні з значеннями, які розраховані по регресивному рівнянню, бачимо, що найбільша похибка не перевищує 0,06 °С, або 0,1%.

Слід зауважити, що вже на висоті 5 м температура повітря у машинних залах для різних типів і кількості встановлених та працюючих ГПА коливається в межах 35-45°С і його можна використовувати для повітряного опалення галереї нагнітачів газу.

По запропонованій методиці, згідно розрахункової температури повітря за рівнянням 3.2 або 3.5 в залежності від типу ГПА та їх кількості, визначається висота точки відбору теплого повітря з машинного залу до галереї нагнітачів.

Для розрахунку та проектування таких систем повітряного опалення компресорних цехів з іншими типами та кількістю встановлених і працюючих ГПА, необхідно спочатку при середній температурі зовнішнього повітря для найбільш холодної п'ятиденки в районі розташування КС експериментально визначити розподіл температур повітря в залежності від висоти та оформити його у вигляді графіка або аналітичної залежності.

Подальший розрахунок проводиться за вищевказаною послідовністю.

Системи повітряного опалення теплим повітрям, яке перепускається з машинного залу до галереї нагнітачів газу, були розраховані за вищевказаною методикою, спроектовані інститутом з участю автора та впроваджені на КС Південно-Баликська з електродвигунами СТД-12500, КС Приобська, Самсонівська з газотурбінними ГПА ГТК-10 в ДП “Сургутгазпром”.

3.5. Висновки

1. Вперше запропонована енергозберігаюча система повітряного опалення компресорного цеху з електроприводними газоперекачуючими агрегатами теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів.
2. Для варіанту розміщення ЕГПА в індивідуальному укритті розглянуті особливості роботи системи повітряного опалення укриття.
3. Вперше запропонована система повітряного опалення компресорного цеху газотурбінних ГПА або індивідуального укриття газотурбінного агрегату від одного джерела теплого повітря - утилізаційного теплообмінника, встановленого в вихлопному тракті ГПА.
4. Для застосування розроблених систем опалення одержано дозвіл ГУПО МВС України та колишнього СРСР.
5. Для компресорних цехів з електроприводними і газотурбінними ГПА розроблені і впроваджені системи повітряного опалення галерей нагнітачів газу теплим повітрям, що перепускається з машинних залів.
6. Розроблені методичні основи розрахунку і проектування енергозберігаючих систем повітряного опалення споруд компресорних цехів з електроприводними і газотурбінними ГПА.
7. Для компресорних цехів з газотурбінними і електроприводними агрегатами (ГТК-10,СТД-12500) отримані експериментальні, а на їх основі і аналітичні залежності температури повітря від висоти будівлі, кількості встановлених і працюючих ГПА.
8. Оцінено зменшення впливу компресорних станцій на навколишнє середовище при впровадженні енергозберігаючих систем повітряного опалення на компресорній станції Ільїнцівська.

РОЗДІЛ 4

ПРОТИПОЖЕЖНІ ТА ПРОТИВИБУХОВІ ЗАСОБИ ПРИ ПОВІТРЯНОМУ ОПАЛЕННІ МАШИННИХ ЗАЛІВ ТА ГАЛЕРЕЙ НАГНІТАЧІВ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

4.1. Пожежо-вибухова небезпека при експлуатації компресорних станцій магістральних газопроводів

Компресорні станції магістральних газопроводів відносяться до категорії пожежо- і вибухонебезпечних об'єктів, оскільки тут використовуються природний газ та інші горючі речовини, котрі можуть утворювати вибухо-небезпечні суміші в об'ємі приміщень.

Відомі два методи оцінки пожежо- і вибухонебезпеки виробництв: детермінований та імовірний [77]. Детермінований метод ґрунтується на кількісній диференціації виробництв на категорії та класи, а імовірний - на розрахунку вірогідності досягнення певного рівня пожежо- і вибухонебезпеки. Прикладами такого підходу є ГОСТ 12.1.004-91 [78] і ГОСТ 12.1.010-76* [79], а детермінованого - СНиП 2.09.02-85* [80], ПУЕ [81].

Виходячи із властивостей речовин, умов їх застосування, згідно з вищеназваними нормативними документами нами розроблена класифікація приміщень, установок типової КС магістральних газопроводів [82]. Виділено класи вибухово- і пожежонебезпечних зон КС, згідно [81], та категорії і групи вибухонебезпечних сумішей газів та парів з повітрям [83-86]. Як бачимо (табл. 4.1), із наведеної таблиці приміщення КС за вибухо- і пожежонебезпекою поділяються на три категорії: А, В та Г.

Класифікація приміщень, установок, блоків за пожежо- і вибухонебезпекою типової компресорної станції

№ №	Найменування приміщень, установок	Категорія виробництв за пожежо- і вибухо- небезпекою	Клас пожежо- і вибухоне- безпечності зон	Категорія вибухонебез- печності суміші газів та парів з повітрям	Група вибухо- небезпеч- ності суміші	Потенційно пожежо- і вибухонебезпечні речовини
1.	Установка очистки газу	A	B-1г	IIA	T3	Природний газ, вугле- водневий конденсат
2.	Установка повітряного охолодження	A	B-1г	IIA	T1	Природний газ
3.	Машинний зал компресорного цеху	Г	-	-	-	Природний газ
4.	Галерея нагнітачів	A	B-1г	IIA	T1	Природний газ, масло
5.	Зовнішня обв'язка центробіжних нагнітачів	A	B-1г	IIA	T1	
6.	Установка підготовки паливного, пускового та імпульсного газу: Блок очищення і осушіння Блок редукування Блок підігрівача	A A A	B-1г B-1г B-1г	IIA IIA IIA	T3 T1 T1	Природний газ, вугле- водневий конденсат Природний газ Природний газ
7.	Склад паливно-мастильних матеріалів	B	II-I	-	-	Масло
8.	Резервуарне масло	B	II-III	-	-	Масло

До категорії А відносяться, в першу чергу, галерея нагнітачів природного газу, установки його очистки і повітряного охолодження, блоки підігрівання та редукування, що пов'язані із застосуванням горючих газів, нижня межа запалювання яких (НГЗ) становить 10% і менше по відношенню до об'єму повітря.

До категорії В відноситься склад паливно-мастильних матеріалів КС, тобто об'єкт, що пов'язаний із застосуванням турбінного масла, яке здатне горіти при взаємодії з киснем та спалахувати при температурі вище 61°C.

Нарешті, до категорії Г відносяться машинні зали компресорних цехів. Тут, власне, застосовують негорючі (вогнетривкі) матеріали, але у процесі роботи газоперекачуючі агрегати, особливо електроприводи, можуть виділяти іскри, полум'я.

Відповідно [79], окремо класифікують приміщення, у яких обробляються, зберігаються або утворюються в результаті технологічного процесу, пожежо- і вибухонебезпечні рідини, тверді або газоподібні речовини і матеріали, у яких від електричних джерел запалювання можуть виникнути пожежі та вибухи.

Виділяють 2 групи приміщень КС - пожежонебезпечні та вибухонебезпечні.

Пожежонебезпечними приміщеннями називають такі, в яких зберігаються горючі рідини. Згідно цього визначення до таких приміщень відноситься склад паливно-мастильних матеріалів (клас II-I) та зовнішні резервуари з маслом (клас II-III).

Ступінь вибухонебезпечності приміщення, установок, блоків КС визначаються фізико-хімічними та пожежонебезпечними властивостями речовин і матеріалів, а також зумовлюються характером технологічних процесів і специфічними явищами, що можуть виникнути в аварійних ситуаціях.

За наявністю у приміщенні вибухонебезпечного природного газу встановлюється клас В-1а, тобто клас приміщення, в якому утворення

вибухонебезпечних сумішей у нормальних умовах роботи технологічного обладнання не спостерігається, а може виникнути лише внаслідок аварії або несправності установок. До цього класу віднесено галерею нагнітачів та блок редукування.

Простір, де знаходяться зовнішні установки, відноситься до зони класу В-1г, тут наявні вибухонебезпечні гази і легкозаймісті рідини. Для них вибухонебезпечними вважаються зони у межах до 20 м по горизонталі і вертикалі від місця відкритого зливу і наливу легкозаймистих рідин; до 3 м по горизонталі і вертикалі від вибухонебезпечного закритого технологічного обладнання та 5 м по горизонталі і вертикалі до дихальних і запобіжних клапанів для інших установок [87]. На КС до класу В-1г слід віднести установки очистки та повітряного охолодження природного газу, блоки очищення і осушення та блок підігрівача.

Речовини, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші, що застосовуються на КС, відносяться до категорії ІІа; вони утворюють групи вибухонебезпечності Т1 та Т3.

У табл. 4.2 наведена характеристика пожежо- і вибухонебезпечності речовин, що застосовуються на КС.

Таблиця 4.2 –

Характеристика пожежо- і вибухонебезпечності речовин, що застосовуються на КС магістральних газопроводів

Назва речовини	Густина, кг/м ³	Температура, °С		Межі вибуховості (обсягові), %		Гранично-допустимі концентрації у робочій зоні, мг/м ³
		спалаху	самозаймання	верхня	нижня	
Природний газ	0,61	-	537	4,5	15	300 (у переліку на вуглець)
Вуглеводневий конденсат	600-800	мінус 2,5	380	1,2	7,5	-
Масло турбінне	800	186	370	-	-	-

Основним пожежо- і вибухонебезпечним об'єктом КС є компресорний цех. Найбільш імовірними причинами, що можуть призвести до пожежі та вибуху можуть бути:

- загазованість приміщень газоперекачуючих агрегатів вибухонебезпечними парами та газами при прориві їх через нещільності фланцевих з'єднань, зварювальних швів, сальникових ущільнень, при корозії трубопроводів;
- порушення технологічного режиму роботи ГПА та заходів безпеки, передбачених інструкцією з обслуговування, застосування при проведенні ремонтних робіт інструментів, що спричиняють іскріння при ударах;
- проведення ремонтних робіт на території КС із застосуванням відкритого вогню без дотримання умов безпеки і без узгодження з відділом техніки безпеки, газорятувальної служби та пожежною охороною;
- несправність технологічного обладнання, електроосвітлення, а також засобів захисту від статичної та атмосферної електрики;
- неповне видалення повітря із газових систем при увімкненні їх у роботу.

Небезпечними факторами пожежі і вибуху на КС є відкритий вогонь і іскри; підвищена температура повітря, предметів; знижена концентрація кисню; пошкодження приміщень, установок, блоків, тощо.

Системи пожежо- і вибухозахисту розробляються по кожному конкретному об'єкту, в тому числі по КС із розрахунку, що нормативна вірогідність впливу небезпечних факторів пожеж і вибуху приймається рівною не більше 10^{-6} у рік для окремого пожежонебезпечного вузла (елемента) або окремої людини [77].

Системи, засоби та заходи пожежо- і вибухозахисту розроблені і впроваджені на об'єктах хімічної та газової промисловості і детально наведені в роботах [77, 88]. В загальному, їх можна об'єднати у групи:

- технологічні (автоматичне блокування технологічних апаратів, сигналізація про наявність вибухонебезпечного середовища);
- будівельні (обладнання будівель системами аварійної вентиляції та евакуації);
- організаційно-технічні (створення на об'єктах постів газорятувальної служби, пожежних підрозділів).

4.2. Розробка протипожежо-вибухових засобів при повітряному опаленні приміщень компресорних станцій

У зв'язку зі створенням та впровадженням енергозберігаючих систем повітряного опалення приміщень компресорних станцій виникла потреба у розробці засобів пожежо-вибухозахисту. Власне, автором розроблена схема сигналізації у випадку виникнення вибухонебезпечного середовища в галереї нагнітачів компресорного цеху категорії А. При надходженні теплого повітря в індивідуальне укриття воно змішується з внутрішнім повітрям і обігріває його. В разі утворення вибухонебезпечної суміші, яка досягає 10-15% нижньої концентраційної межі вибуховості у вибухопожежо-небезпечному приміщенні категорії А, вмикається примусова вентиляція за сигналом, що надходить від газоаналізатора. Засувка 6 див. рис.3.1 та 3.2 перекриває подачу повітря в це приміщення і спрацьовує універсальний зворотний вогнезатримуючий клапан 9, запобігаючи доступу вибухонебезпечної суміші у вибухо- та пожежобезпечне приміщення категорії Г - машинний зал.

Якщо в галереї нагнітачів концентрація вибухонебезпечної суміші досягне 50% нижньої межі вибуховості, від газоаналізаторів надходить сигнал на вимикання всіх електроприводних чи газотурбінних агрегатів.

Підвищення температури повітря у приміщенні понад 70°C зумовлює спрацювання зворотного вогнезатримуючого клапана, внаслідок чого відбувається герметичне відсікання галереї нагнітачів від машинного залу.

Розроблена система опалення компресорного цеху теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів ГПА Головним управлінням пожежної охорони колишнього СРСР була дозволена до застосування на КС газопроводів при умові встановлення на виході системи охолодження електродвигуна іскрогасника (Додаток Б). Іскрогасник повинен перешкоджати поширенню іскор по потоку теплого повітря з електродвигуна в опалюване приміщення.

Величина тиску теплого повітря на вихідному патрубці системи охолодження СТД-12500 невелика і складає близько 300 Па.

В зв'язку з тим, що прості, компактні, з невеликим аеродинамічним опором іскрогасники серійно не виготовляються, виникла науково-технічна потреба розробки та дослідження іскрогасника, спеціального для ЕГПА.

За участю автора іскрогасник з такими характеристиками був розроблений, випробуваний та рекомендований до застосування Державним інститутом азотної промисловості - ДІАП.

Іскрогасник виконаний у вигляді касети, яка складається з корпусу, трьохшарового пакета металевих сіток з розміром вічка 0,7 мм (діаметр дроту 0,22 мм) та двох металевих сіток з розміром вічка 1,4 мм (діаметр дроту 0,36 мм) (рис. 4.1).

На лабораторній установці ДІАП'а, схема якої надана на рис. 4.2, були проведені випробування іскрогасника на іскрозатримання.

В процесі випробувань іскрозатримуючу касету встановлювали проміж двох вибухових посудин і продували стехіометричною метано-повітряною сумішшю.

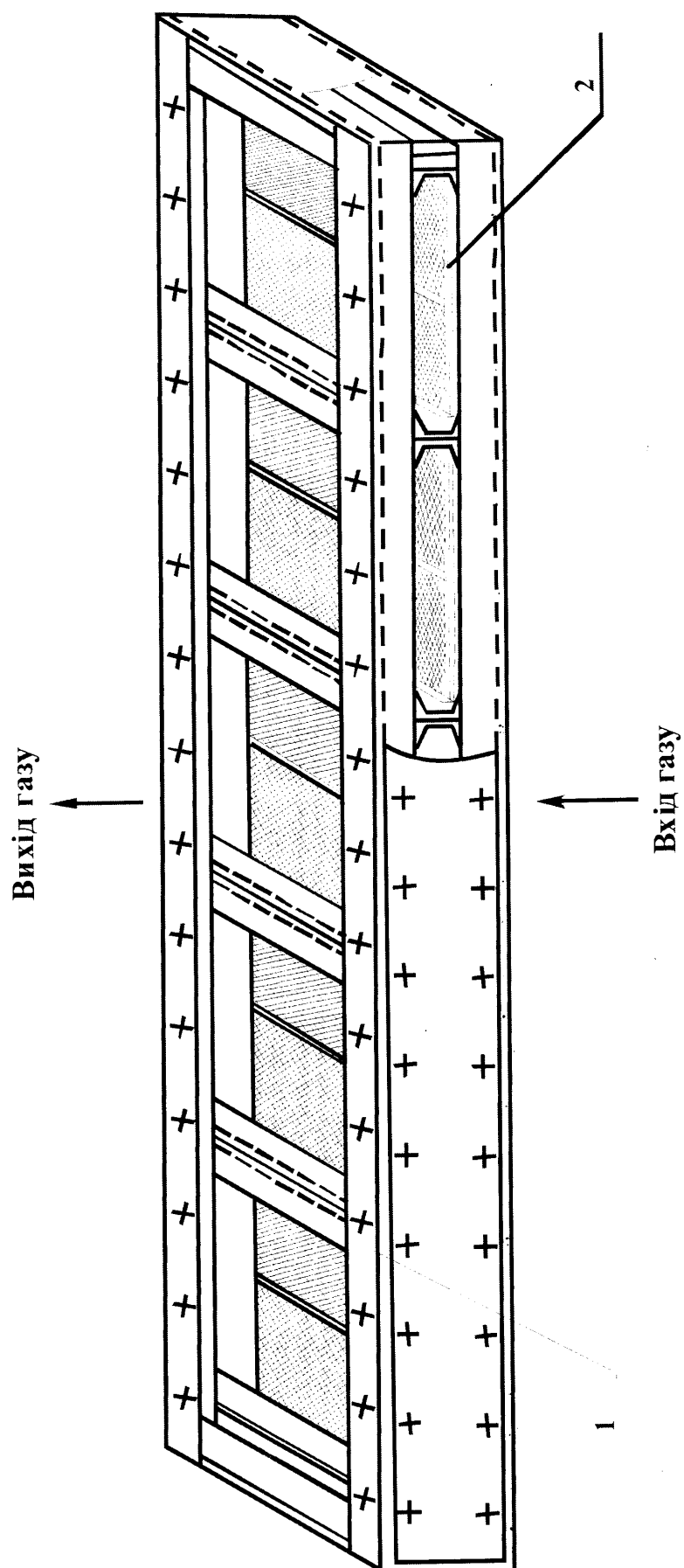


Рис. 4.1. Іскрогасник

1 – корпус; 2 – касети з трьохшаровим пакетом металевих сіток

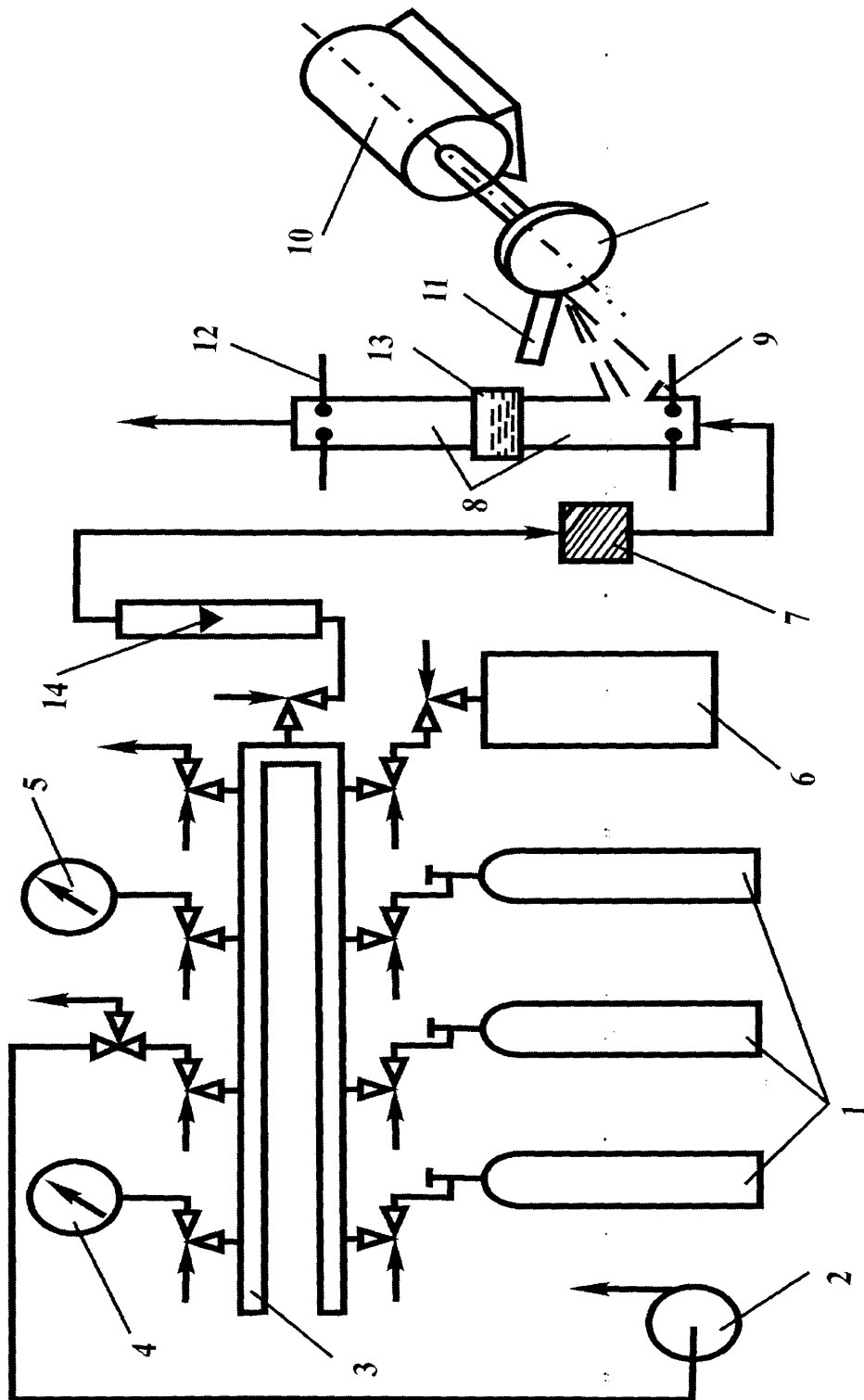


Рис. 4.2. Схема установки для випробування сіток ІГ-1

1 – балони із стисненими газами; 2 – вакуумний насос; 3 – колектор; 4 – вакуумметр; 5 – зразковий манометр; 6 – змішувач; 7 – вогнеперепонник; 8 – вибухові посудини; 9 – абразивне коло; 10 – електромотор; 11 – металева пластина; 12 – електроди високовольного індуктора; 13 – іскрогасильна касета; 14 – об’ємний витратомір

До газового потоку однією з посудин подавався “сніп” іскор, які створювались при терті карборундового диску по сталевій пластині. Як контрольне джерело запалення використовували іскру високовольтного індуктора.

З метою визначення запасу надійності іскрозатримувача були проведені експерименти з метано-повітряною сумішшю, яка містила у собі 5-6 % надлишкового кисню по відношенню до кисню повітря.

У всіх експериментах відбувалося гасіння іскор, в наслідок чого виключалась можливість їх проникнення до простору, що захищався.

Аеродинамічне випробування іскрозатримувача виконувалось згідно із схемою, що надана на рис. 4.3.

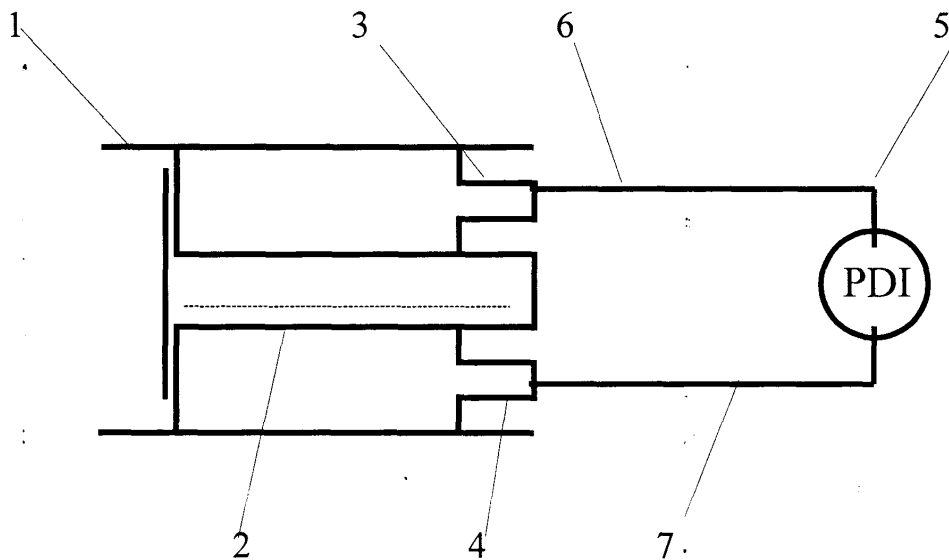


Рис.4.3. Схема вимірювання гідравлічного опору іскрогасника

1 - іскрогасник; 2 - касети; 3,4 - патрубки; 5 – похилий мікроманометр;
6,7 - гумові трубки

За результатами дослідів отримана залежність аеродинамічного опору іскрозатримувача від витрати повітря (рис.4.4).

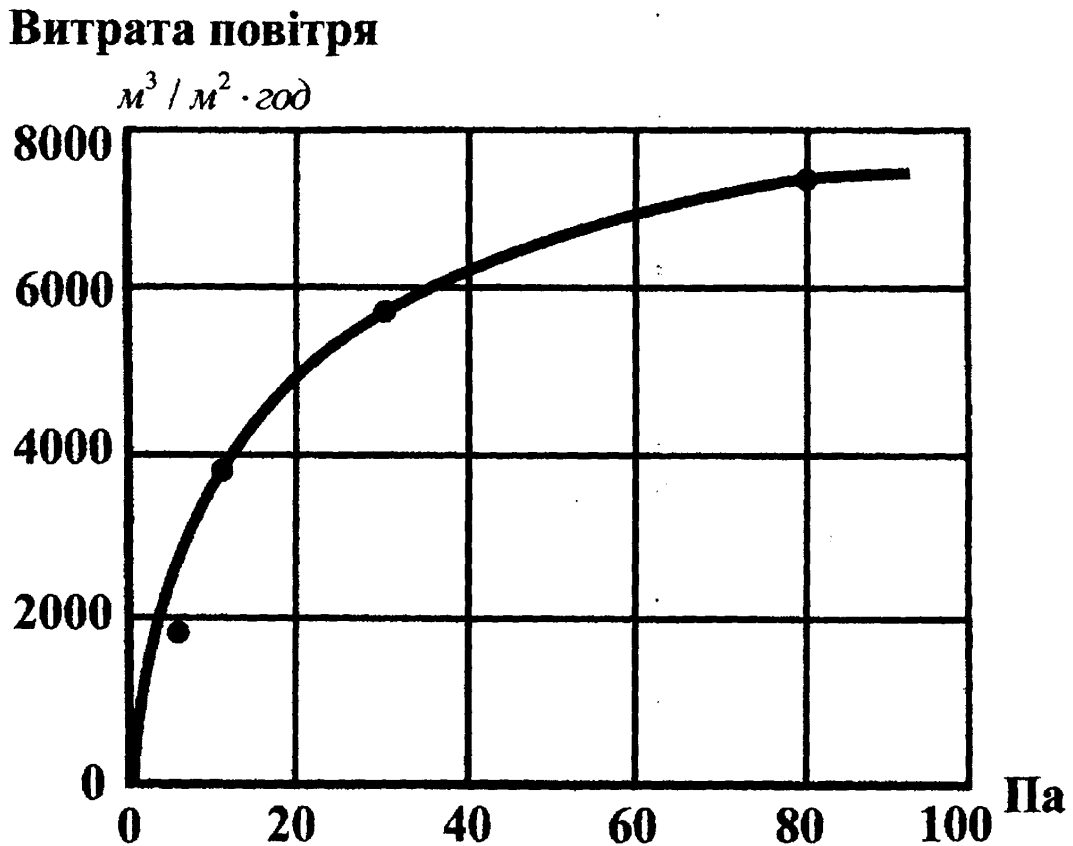


Рис. 4.4. Залежність аеродинамічного опору іскрогасника від витрати повітря.

Згідно залежності виходить, що аеродинамічний опір іскрозатримувача, при розрахунковому режимі роботи системи повітряного охолодження СТД-12500, складає близько 80 Па.

На підставі проведених експериментальних досліджень прийнятною комісією іскрогасник був рекомендований до застосування у

складі систем повітряного опалення приміщень компресорних цехів КС газопроводів.

Перший промисловий зразок іскрогасника був виготовлений та відправлений дослідним заводом ДІАП для монтажу у системі повітряного опалення компресорного цеху КС Ільїнцівська газопроводу “Прогрес”.

4.3. Висновки

1. Згідно з існуючими нормами, правилами, державними стандартами розроблена класифікація приміщень, установок та споруд типової компресорної станції магістральних газопроводів, а також виділені класи вибухо- і пожежонебезпечних зон та категорії і групи вибухонебезпечних сумішей, парів з повітрям.

2. Для системи опалення компресорного цеху теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів ГПА автором розроблена схема сигналізації у випадку виникнення вибухонебезпечного середовища у приміщеннях КС.

3. Вперше розроблена та досліджена в лабораторних умовах компактна та проста при виготовленні конструкція сітчастого іскрогасника для електроприводного газоперекачуючого агрегату з електродвигуном СТД-12500.

4. Лабораторні дослідження іскрогасника на іскрозатримування показали повне гасіння іскор після іскрогасника, відсутність можливості їх проникнення до приміщення, яке захищається.

5. В процесі аеродинамічних випробувань іскрогасника отримані залежності його опору від витрати повітря.

При розрахунковому режимі роботи іскрогасника його аеродинамічний опір складає близько 80 Па.

6. На підставі проведених досліджень іскрогасник рекомендовано для застосування в системах повітряного опалення будівель компресорного цеху з ЕГПА.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ІМПОРТНИХ АГРЕГАТИВ

Сьогодні 80% власних теплофікаційних потреб КС газопроводів забезпечується теплотою вихлопних газів, що утилізується на вітчизняних газоперекачуючих агрегатах із застосуванням сучасного теплоутилізаційного обладнання. Основна доля ВЕР станцій, що утилізуються, вже почала використовуватися для теплопостачання зовнішніх споживачів, що споруджуються поблизу КС: селищ, теплично-овочевих комбінатів тощо.

Разом з тим, рівень фактичної виробки ВЕР на КС до теперішнього часу залишається низьким і складає близько 20% від можливого або менше 4% від загального виходу ВЕР станцій. Такий низький рівень пояснюється такими причинами:

- незважаючи на те, що більшість вітчизняних газотурбінних агрегатів КС в Україні, Росії та інших країнах СНД у 70-80 роках були оснащені водяними утилізаційними теплообмінниками, до цього часу ВЕР, що утилізуються, використовуються тільки для власних потреб і дрібних зовнішніх споживачів;
- ВЕР не використовуються на технологічні потреби КС і практично відсутнє відповідне теплоутилізаційне обладнання для глибокої утилізації теплоти викидних газів ГПА.
- не вирішені проблеми передачі утилізованої теплоти КС великим зовнішнім споживачам через їх відсутність поблизу багатьох компресорних станцій газопроводів;

– окремі великі магістральні газопроводи, особливо з імпортними ГПА, практично не оснащені теплоутилізаційним обладнанням. До них належить і газопровід “Союз” з 22 КС і 154 (84-на українській ділянці) імпортними газоперекачуючими агрегатами ГТК-10І, в основному, фірми “АЕГ КАНІС”, що були закуплені без фірмового теплоутилізаційного обладнання. Проте ККД цих агрегатів становить 25,7% і вони мають підвищену температуру викидних газів, біля 531°С.

В загальному, здійснений автором аналіз показав, що нині в експлуатації на КС газопроводів України і країн СНД знаходиться близько 280 імпортних ГПА ГТК-10І фірм: “АЕГ КАНІС”, “Нуово Піньоне”, “Кобера-182”, “Купер Бессемер Ролс/Ройс”, що не оснащені теплоутилізаційним обладнанням, але в той же час є значним потенційним джерелом теплових ВЕР.

Складність створення ефективних утилізаційних теплообмінників у відношенні до імпортних ГПА, особливо до ГТК-10І, пов'язана з відносно високою температурою викидних газів (до 531°С), низьким тиском газів на зрізі вихлопної шахти ГПА (~500 Па), конструктивними особливостями агрегатів і їх розташуванням в індивідуальних укриттях.

Втрати теплоти з викидними газами одного агрегату ГТК-10І складають приблизно 28,6 МВт., що еквівалентно 3000 м³ спалюваного природного газу.

Втрати теплоти однієї КС, що має сім агрегатів ГТК-10І, які працюють за технологічною схемою “5+2”, еквівалентні втраті 15000м³ природного газу за годину або в грошовому виразі це складає близько \$1050 при середній ціні газу \$70 за 1000 м³(на 1.01.98 р.).

Щодо теплоутилізаційних установок для глибокої утилізації теплоти вихлопних газів ГПА, то треба відзначити, що нині проводяться пошукові науково-дослідні і дослідно-конструкторські роботи цього напрямку в тому числі і за участю автора [85-95].

В цілому, як показав аналіз, створення утилізаційних теплообмінників ГПА включає декілька основних етапів:

- розробка математичної моделі утилізаційного теплообмінника;
- визначення основних геометричних, теплових, аеродинамічних та гідравлічних характеристик теплообмінників;
- проектування, виготовлення, монтаж, налагодження теплообмінників, дослідження їх роботи в умовах виробничих КС магістральних газопроводів.

5.1. Дослідження ефективності теплоутилізаційної установки методом математичного моделювання

Основою створення сучасного теплоутилізаційного обладнання, в тому числі і для КС газопроводів, є математичне моделювання і розрахунок його характеристик на ЕВМ.

Найбільш значні дослідження в області математичного моделювання і розрахунку на ЕВМ теплообмінного обладнання різного призначення проведені Г.Є.Каневцем, О.П.Клименко, Л.М.Коваленко, Г.Б.Левенталем, О.М.Маньковським, О.С.Попиріним та ін. [96-103].

Один з головних принципів моделювання полягає в тому, що в математичній моделі теплообмінника у формалізованому вигляді повинні бути відображені основні вимоги, що ставляться до нього.

Сучасні утилізаційні теплообмінники для ГПА повинні мати:

- оптимальні конструктивні характеристики: мінімальну питому металомісткість та трудомісткість виготовлення, а також максимальну ступінь уніфікації;
- потрібну величину теплопродуктивності та діапазон її регулювання від 0 до 100%;
- високу ступінь надійності і ремонтпридатності;

- високий рівень автоматизації, який забезпечує надійну роботу теплообмінника в умовах періодичного обслуговування.

Специфіка експлуатації в умовах КС висуває свої вимоги до конструкції теплообмінників. Як допоміжне обладнання, вони не повинні заважати основному технологічному процесу - транспортуванню газу, а тому повинні мати мінімальну кількість технологічних і конструктивних зв'язків з ГПА; не чинити суттєвого впливу на режим роботи агрегатів, тобто мати мінімальний аеродинамічний опір, менший ніж допускається заводом-виготовлювачем ГПА. Для агрегатів, що серійно випускають заводи України, Росії, ця величина складає 1000 Па, для імпорتنих ГПА вона дорівнює 500 Па.

З врахуванням цих вимог у ВАТ “Укргазпроект” за участю автора розроблена модифікована математична модель уніфікованого теплообмінника ГПА, що складається з трьох частин і призначені для:

- розрахунку його геометричних характеристик;
- визначення втрати вихлопних газів агрегату, їх температури при різній відносній потужності ГПА і температурі зовнішнього повітря, а також термодинамічних та теплофізичних властивостей цих газів;
- визначення його теплових, аеродинамічних, гідравлічних характеристик.

Характерною особливістю математичної моделі є її універсальність, тобто вона дає можливість проводити розрахунки ребрінних і гладкотрубних теплообмінників при різних видах компоновки трубних пучків, що виготовляються з вуглецевої або нержавіючої сталі. Модель дозволяє отримати геометричні, теплові, аеродинамічні, гідравлічні характеристики теплообмінника при постійному режимі роботи, а також у процесі регулювання його параметрів.

До теперішнього часу більшість дослідників у розрахунках теплообмінників приймали термодинамічні і теплофізичні властивості

вихлопних газів ГПА, що дорівнюють властивостям повітря. Вони пояснюють це тим, що процес горіння природного газу у камерах згорання газотурбінних установок відбувається з високими коефіцієнтами надлишку повітря $\alpha \approx 3-7$. Разом з тим таке допущення вносить значну, більш 10% похибку, у розрахунки утилізаційних теплообмінників ГПА.

Для того, щоб уникнути її, необхідно у розрахунках використовувати дійсні термодинамічні та теплофізичні властивості продуктів згорання природного газу.

Однак літературні дані, що маємо, охоплюють лише термодинамічні властивості продуктів згорання газу при різних температурах і коефіцієнтах надлишку повітря, питому ізобарну теплоємність і показник адіабати, які наведені на графіку [104].

Відсутність теплофізичних властивостей продуктів згорання газу при вищевказаних параметрах не дозволяють проводити, з необхідною точністю, тепловий і аеродинамічний розрахунки утилізаційних теплообмінників ГПА. Тому автором на ПЕОМ із застосуванням програмного комплексу "Астра" були розраховані рівновагові термодинамічні та теплофізичні властивості продуктів згорання метану з повітрям у межах коефіцієнтів надлишку повітря $1 \div 10$ і температур $0 \div 700^\circ\text{C}$ [105].

Отримані значення питомої ізобарної теплоємності продуктів згорання метану - C_p , їх теплопровідності - λ , динамічної в'язкості - μ , молекулярної маси - M для зручності їх подальшого використання на ПЕОМ були апроксимовані за методом найменших квадратів за допомогою програмного комплексу GRAPHER та надані у вигляді поліномів:

$$C_p = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 - a_3 t^3, \text{ кДж/кг.град} \quad , \quad (5.1)$$

де $a_0 \dots a_3$ - сталі коефіцієнти поліному C_p , що наведені у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 –

Сталі коефіцієнти поліному (4.1) при різних α

α a	1	1,4	3	4,5	7	10
a_0	1,112247	1,084642	1,063318	1,034997	1,026732	1,022214
$a_1 10^5$	10,21703	7,078416	4,665825	1,380512	0,426036	-0,069589
$a_2 10^7$	6,09476	6,18998	6,27309	6,39962	6,43278	6,44668
$a_3 10^{10}$	5,02650	5,03810	5,06670	5,11740	5,12690	5,13120

$$\lambda = b_0 + b_1 t, \text{ Вт/м.град,} \quad (5.2)$$

де b_0, b_1 - сталі коефіцієнти поліному λ , що наведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 –

Сталі коефіцієнти поліному (4.2) при різних α

α b	1	1,4	2	3	4,5	7	10
b_0	0,02348	0,02396	0,02436	0,02470	0,02495	0,02508	0,02522
$b_1 10^4$	0,70230	0,67282	0,64922	0,62994	0,61644	0,60751	0,60148

$$\mu = c_0 + c_1 t - c_2 t^2, \text{ н.сек/м}^2, \quad (5.3)$$

де c_0, c_1, c_2 - сталі коефіцієнти поліному μ , що наведені у табл. 5.3.

Сталі коефіцієнти поліному (4.3) при різних α

α с	1	1,4	2	3	4,5	7	10
$c_0 \cdot 10^5$	1,478088	1,539742	1,589795	1,631150	1,66008	1,681399	1,69354
$c_1 \cdot 10^8$	4,116479	4,132258	4,140446	4,144702	4,145898	4,146379	4,139495
$c_2 \cdot 10^{11}$	1,123509	1,151526	1,170600	1,184388	1,192616	1,198569	1,192381

$$M = d_0 + d_1 \alpha - d_2 \alpha^2 + d_3 \alpha^3, \quad (5.4)$$

де $d_0 \dots d_3$ - постійні коефіцієнти поліному M , що наведені у табл. 5.4.

Таблиця 5.4 –

Постійні коефіцієнти поліному (5.4) при різних α

d α	$\alpha \leq 3$	$\alpha > 3$
d_0	25,9375	27,8229
d_1	2,50128	0,28527
d_2	0,929517	0,0331521
d_3	0,123753	0,00135761

Для визначення густини продуктів згорання метану при різних коефіцієнтах надлишку повітря та температурах, прийнята формула

$$\rho = \frac{M}{22,4} \frac{273}{t+273}, \text{ кг/м}^3 \quad (5.5)$$

Отримані формули (5.1-5.5) були використані при розробці математичної моделі утилізаційного теплообмінника ГПА, а саме для

розрахунку термодинамічних та теплофізичних властивостей вихлопних газів ГПА за відомим, з технічної документації агрегатів, коефіцієнтам надлишку повітря у камері згоряння газотурбінної установки та температурою газів.

За відсутністю значення коефіцієнта надлишку повітря у камері згоряння конкретного газотурбінного ГПА він може бути легко розрахований за загально відомою витратою паливного газу агрегату та витратою повітря через осьовий компресор.

Причому, якщо величина коефіцієнта надлишку повітря у камері згоряння ГПА, що вибраний нами, лежить між величинами, які наведені в таблицях, то c_p , λ , μ визначаються для двох значень α , а потім з достатньою точністю інтерполюються для конкретного значення.

Як відзначалося раніше, нині для виготовлення поверхонь нагріву водяних утилізаційних теплообмінників газотурбінних установок широко застосовуються труби з приварним спіраль-но-стрічковим оребрінням, що забезпечує компактність, високу теплопродуктивність, порівняно невеликий аеродинамічний опір. Вони покладені в основу конструкції поверхонь нагріву теплообмінників ГПА, що створені на базі уніфікованого теплообмінного модуля 1,78x0,997x0,410 м. Вибір вказаних розмірів модуля пояснюється конструктивною зручністю і простотою розміщення модульних теплообмінників у вихлопних газоходах більшості ГПА. Треба підкреслити також, що такі теплообмінники можна встановлювати як на агрегатах, що монтуються вперше, так і замість старих конструкцій теплообмінників, що експлуатуються на КС магістральних газопроводів. Заміна теплообмінників у цьому випадку здійснюється без переробки вихлопних газоходів агрегатів.

Розроблена математична модель реалізована у вигляді програми розрахунку теплообмінника на ЕОМ, який за своїм призначенням

відноситься до типу проектно-перевірочних розрахунків. Блок-схема розрахунку наведена на рис. 5.1.

Як визначальний розмір, при встановленні основних характеристик теплообмінників ГПА в моделі, прийнята умовна величина l , яка враховує вплив діаметра гладкої труби і геометричних характеристик оребріння на показники теплообмінника [106]:

$$l = \frac{F_{св.тр.} \cdot d}{\Sigma F} + \frac{F_б + F_m}{\Sigma F} \sqrt{0,785(d_{ор}^2 - d^2)}, \quad \text{м (5.6)}$$

де d – діаметр гладкої труби, м;

$d_{ор}$ – діаметр оребреної труби, м;

$F_{св.тр.}$ – площа поверхні одного погонного метра труби, що вільна від ребер, м²;

$F_б$ – площа бокової поверхні ребер одного погонного метра оребреної труби, м²;

F_m – площа торцевої поверхні ребер одного погонного метра оребреної труби, м².

Застосування l забезпечує у розрахунках прямий граничний перехід від оребрених до гладкотрубних пучків, тому що для гладкотрубних пучків l переходить в d .

Універсальність розробленої математичної моделі досягається як за рахунок застосування визначального розміру l , так і застосуванням узагальнених формул для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі газів конвекцією оребреним і гладкотрубним пучкам [107]. Для коридорної компоновки труб пучка у моделі прийнята формула коефіцієнта тепловіддачі

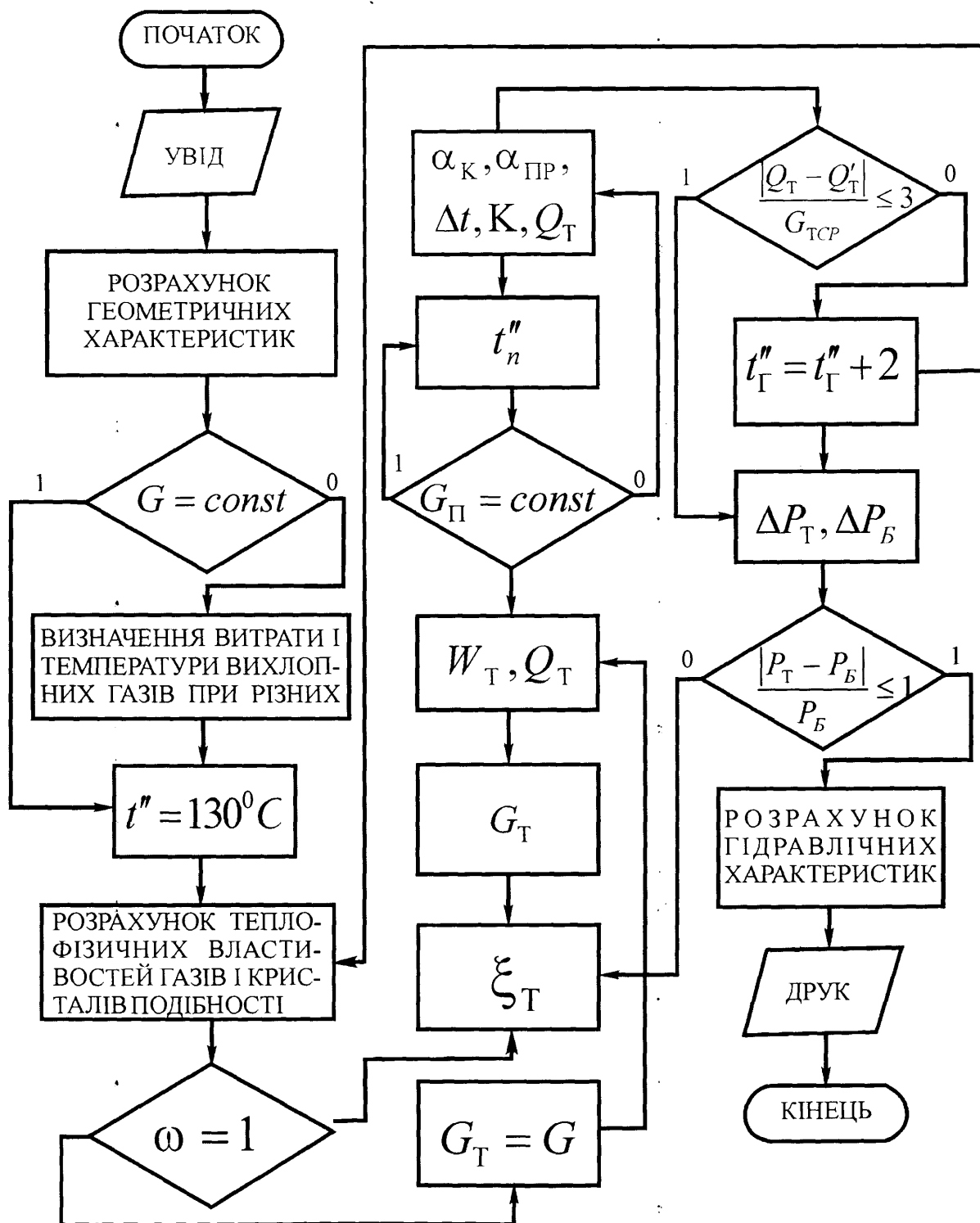


Рис. 5.1. Блок-схема програми розрахунку утилізаційного теплообмінника ГПА

$$\alpha_k^k = 0,2 \frac{\lambda_z}{l} c_z c_s \varphi^{-0,7} Re^{n1} Pr^{0,33}, \text{ Вт/м}^2 \text{ град}, \quad (5.7)$$

де λ_z – коефіцієнт теплопровідності газів, Вт/м² град ;

c_z – відносний поправочний коефіцієнт на число поперечних рядів малорядних пучків (змійовиків) Z .

При $Z \geq 6$ $c_z = 1$;

при $z < 6$ c_z визначається за графіком [108] ;

c_s – поправочний коефіцієнт на геометричне розташування труб у пучку, який залежить від відносного поздовжнього кроку труб у пучку

$$\sigma_2 = s_2/d,$$

при $\sigma_2 \geq 2$ $c_s = 1$;

при $\sigma_2 < 2$ $c_s = [1 + (2 \sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2/2)^3]^{-2}$ (5.8.)

де $\sigma_1 = s_1/d$ - відносний поперечний крок труб у пучку;

Re, Pr - відповідно числа Рейнольдса і Прандтля.

Величина показника ступеню n при числі Рейнольдса залежить від коефіцієнта оребріння труб і типу їх компоновки у пучку. Для коридорної компоновки трубного пучка він визначається за рівнянням [107]

$$n_1 = 0,65 \varphi^{0,07} \quad (5.9.)$$

Границі застосування формули α_k^k

$$l = 27-178, \quad \varphi = 1-18,5, \quad Re = 10000 \div 370000.$$

Для шахової компоновки труб у пучку коефіцієнт тепловіддачі газів, згідно [107], оребреним і гладкотрубним пучкам дорівнює

$$\alpha_k^w = 0,36 \frac{\lambda_z}{l} c_n \beta^{0,1} \varphi^{-0,5} Re^{n2} Pr^{0,33} \quad (5.10.)$$

де $\beta = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$ - кроковий параметр;
 s_1 - поперечний крок труб;
 s_2 - діагональний крок труб;
 C_z - визначається аналогічно формулі (5.7.)

Величина показника ступеню n_2 за [107] дорівнює

$$n_2 = 0,6 \varphi^{0,07} \quad (5.11.)$$

Границі застосування формули α_k^{III}

$$\beta = 0,46-2,2; \quad \varphi = 1 - 22; \quad Re = 5000 \div 370000.$$

Коефіцієнт ефективності ребер зручно визначати залежністю [109]:

$$E = \frac{th \left(h_p \sqrt{\frac{2\psi\alpha_k}{\lambda_M \delta_p}} \right)}{h_p \sqrt{\frac{2\psi\alpha_k}{\lambda_M \delta_p}}}, \quad (5.12)$$

де h_p - висота ребер, м;

ψ - коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі по ребру;

λ_M - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребер, Вт /м град;

δ_p - товщина ребер, м.

У діапазоні зміни параметру ребра $m h_p = 0.1-3,7\psi$ можна визначити за формулою

$$\psi = 1 - 0,058 m h_p \quad (5.13)$$

де

$$m = \sqrt{\frac{2\psi\alpha_k}{\lambda_M \delta_p}} \quad (5.14)$$

Значення коефіцієнтів теплопровідності сталевих ребер з вуглецевої сталі в інтервалі температур 100-600 °С апроксимовані дисертантом лінійною залежністю:

$$\lambda_M = 54,4 - 0,042 t_M, \text{ Вт/м град,} \quad (5.15)$$

де t_M - температура ребер, °С.

Значення коефіцієнтів теплопровідності ребер з нержавіючої сталі 1X18Н9Т в інтервалі температур 100-800 °С апроксимовані на ПЕВМ за допомогою метода регресивного аналізу поліномом другого ступеню

$$\lambda_M = 14,65 + 1,415 \cdot 10^{-2} t_M + 2,262 \cdot 10^{-6} t_M^2, \text{ Вт/м град} \quad (5.16)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначався за формулою [108]

$$\alpha_{np} = \left(\frac{F_B + F_T}{\sum F} E \mu_l \psi + \frac{F_{св.мп.}}{\sum F} \right) \alpha_k, \text{ Вт/м град} \quad (5.16)$$

де μ_l - коефіцієнт, що враховує вплив уширення ребра до його основи. Для поперечного спірально-стрічкового оребрення $\mu_l = 1$.

Коефіцієнт теплопередачі трубних пучків водяних теплоутилізаційних теплообмінників ГПА за аналогією з економайзерами котлів може бути розрахований [108]

$$K = \xi \alpha_{np}, \text{ Вт/м}^2\text{град} \quad (5.18)$$

де ξ - коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву.

Для економайзерів з оребреними поверхнями нагріву, що використовують тепло продуктів згорання природного газу, рекомендується приймати $\xi = 0,85-0,9$ [108].

Тепловий розрахунок теплообмінника оснований на спільному розв'язку методом послідовних наближень рівнянь теплового балансу і теплопередачі

$$Q_m = G_m c_p (t_r' - t_r'') \cdot 10^{-6}, \text{ ГДж/год}, \quad (5.19)$$

$$Q_m' = 3,6 \cdot 10^{-6} \kappa \sum F l_{op} z n \Delta t N_m, \text{ ГДж/год}, \quad (5.20)$$

де Q_m - теплопродуктивність теплообмінника за рівнянням теплового балансу, ГДж/год;

G_m - масова витрата газів через теплообмінник, кг/год;

c_p - питома ізобарна теплоємність газів при їх середній температурі, кДж/кг град;

t_r' - температура газів на вході в теплообмінник, °С;

t_a'' - температура газів на виході з теплообмінника, °С;

Q_r' - теплопродуктивність теплообмінника за рівнянням теплопередачі, ГДж/год;

L_{op} - довжина оребреної труби, м;

Δt - середньологарифмічний температурний напір, °С;

n - число труб у змієвику;

N_m - число модулів у теплообміннику.

Основним керуючим параметром в розрахунку є температура на виході з теплообмінника.

Для конкретних: витрат, температури газу на вході у теплообмінник, температури теплоносія - води, кількості уніфікованих модулів, загадуючи як перше наближення $t_2=130^\circ\text{C}$, по рівнянню теплового балансу визначаємо теплопродуктивність теплообмінника.

Потім розраховуємо коефіцієнт теплопередачі від газів до води, температурний опір та по рівнянню теплопередачі - теплопродуктивність теплообмінника.

Якщо величини теплопродуктивності не збіглися, розрахунок корегується шляхом зміни температури газів на виході з теплообмінника з кроком $t_2''+2$. Тепловий розрахунок вважався закінченим, якщо при порівнянні теплопродуктивності теплообмінника, що була отримана за рівняннями теплопередачі і теплового балансу, різниця температур газів на виході з теплообмінника складає не більш $\pm 10^\circ\text{C}$.

Аеродинамічний опір теплообмінників з оребреними поверхнями нагріву визначався нами за [106]. Гідравлічний розрахунок теплообмінника проводився за загальноприйнятою методикою [109,110].

5.2. Визначення і аналіз оптимальних конструктивних та розрахункових енергетичних характеристик теплоутилізаційної установки

Підвищена температура вихлопних газів на виході з ГТК-10I, тобто практично на вході в утилізаційний теплообмінник, вимагає при його створенні застосування легованої сталі або спеціальних заходів по захисту конструкції теплообмінника, якщо він виготовлений з вуглецевої сталі.

Разом з тим зауважимо, що теплопровідність хромонікелевої сталі 1X18H9T, що застосовується при створенні теплообмінника до ГПА, у діапазоні температур стінки 100-200°C приблизно в 3 рази менше теплопровідності вуглецевих сталей Ст.10, Ст.20, що застосовуються для виготовлення поверхонь нагріву теплообмінників до агрегатів з температурою вихлопних газів до 450°C. В свою чергу це, при постійних теплопровідності вихлопних газів ГПА і площі поверхні нагріву, для теплообмінника з хромонікелевої сталі викликає значне зниження теплової ефективності оребрених труб, приведенного коефіцієнта тепловіддачі газів оребреної поверхні, і, як наслідок, суттєве зменшення теплопродуктивності теплообмінника порівняно з теплообмінником з вуглецевої сталі.

Для отримання рівної теплопродуктивності поверхня нагріву теплообмінника з легованої сталі повинна бути відповідним чином збільшена, отже, зростає і його маса.

Треба відзначити, що при заміні тільки ребер з нержавіючої сталі на ребра з вуглецевої сталі поверхня нагріву при рівній теплопродуктивності теплообмінника може бути зменшена приблизно на 21% [107].

Існуючі методи зварки дозволяють до труби з нержавіючої сталі, яка несе навантаження, приварювати ребра з вуглецевої сталі. При цьому на 21% зменшується об'єм і маса теплообмінника.

Разом з цим вищевказана числова величина справедлива для дослідного шахового пучка, що виготовлений з труб $\varnothing 23$ мм з поперечно-гвинтовими однозахідними ребрами: висотою 10мм, кроком - 2,5 мм, товщиною 0,6 мм, коефіцієнтом оребріння 12,7. Ці геометричні характеристики оребріння досить близькі до характеристик оребрених труб теплообмінників ВАТ "Сумське машинобудівне об'єднання ім. М.В.Фрунзе" і ЗАТ "Ухтинський експериментально-механічний завод".

Показники вартості теплообмінників з нержавіючої і вуглецевої сталі відрізняються більш вагомо.

Автором був проведений порівняльний аналіз цін утилізаційних теплообмінників до агрегатів ГПА-Ц-6,3; ГПА-Ц-16; ГПА-16, що виготовлені ВАТ "Сумське машинобудівне об'єднання ім.М.В.Фрунзе" з поверхнями нагріву з нержавіючих труб $\varnothing 25 \times 2$ з приварним спіральнострічковим оребрінням (Ст.10): висота ребер - 9мм; крок - 5 мм; товщина - 1мм, і таких же теплообмінників виробництва ЗАТ "Ухтинський експериментально-механічний завод" з поверхнями нагріву з вуглецевих труб $\varnothing 22 \times 2$ з приварним спіральнострічковим оребрінням (сталева стрічка Ст.10): висота ребер - 9мм; крок - 3,2 мм; товщина - 0,8мм див. табл.2.2.

Аналіз вартості показав, що величина питомої вартості теплообмінників до агрегатів типу ГПА-Ц-6,3 виробництва ВАТ "Сумське машинобудівне об'єднання ім. М.В.Фрунзе" складає в середньому 36000 \$/МВт, а теплообмінника до ГПА-Ц-6,3 виробництва ЗАТ "Ухтинський експериментально-механічний завод" - близько 6000 \$/МВт, тобто у 6 разів більше.

Для теплообмінників до агрегатів ГПА-Ц-16, ГПА-16 вищевказані величини складають 10500 \$/МВт і 4500÷5000 \$/МВт відповідно, тобто відрізняються більш ніж у 2 рази.

За даними ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод” вартість утилізаційного теплообмінника до агрегату ГПА-16 “Волга” із сталі 1Х18Н9Т приблизно у 4 рази більша від вартості теплообмінника з такою ж оребриною поверхнею з вуглецевої сталі.

В результаті аналізу, що був проведений автором, зроблений висновок про доцільність створення до ГПА ГТК-10І малозатратного теплообмінника з простої вуглецевої сталі із застосуванням ефективних заходів по забезпеченню його тривалої і надійної експлуатації [102,103].

Для цього була запропонована і досліджена теплоутилізаційна установка до ГПА з підвищеною (більш 450°С) температурою викидних газів, що дозволяє для виготовлення її поверхонь нагріву використовувати вуглецеві сталі Ст.20, Ст.10 та інші.

Принципова схема установки надана на рис. 5.2.

Установка складається з опорної конструкції і теплообмінника.

Потік викидних газів, які поступають з вихлопної шахти ГПА 1, ежектує потік порівняно холодного зовнішнього повітря і охолоджує його до температури, що прийнятна для вуглецевих сталей (~450 °С).

В зимовий період газорегулюючі заслінки байпасного каналу 2 закриті, а перед теплообмінними модулями 3 відкриті. Їх корпуси встановлені під кутом один до одного і утворюють клин, що розтинає потік вихлопних газів агрегату, які через відкриті газорегулюючі заслінки перед модулями 4 надходять до теплообмінника.

Враховуючи, що повний тиск на зрізі вихлопної шахти агрегатів ГТК-10І складає всього лише 500 Па, автором був визначений оптимальний, тобто з мінімальним аеродинамічним опором, кут клину. Він складає близько 30°.

Його сторони при зачинених заслінках і внутрішні стінки дифузора утворюють прямокутні канали для проходу викидних газів до модулів теплообмінника.

При зупинці ГПА з метою ремонту або виводу у резерв газорегулюючі заслінки байпасного каналу відкриваються, а перед модулями закриваються, і потік викидних газів агрегату надходить до атмосфери.

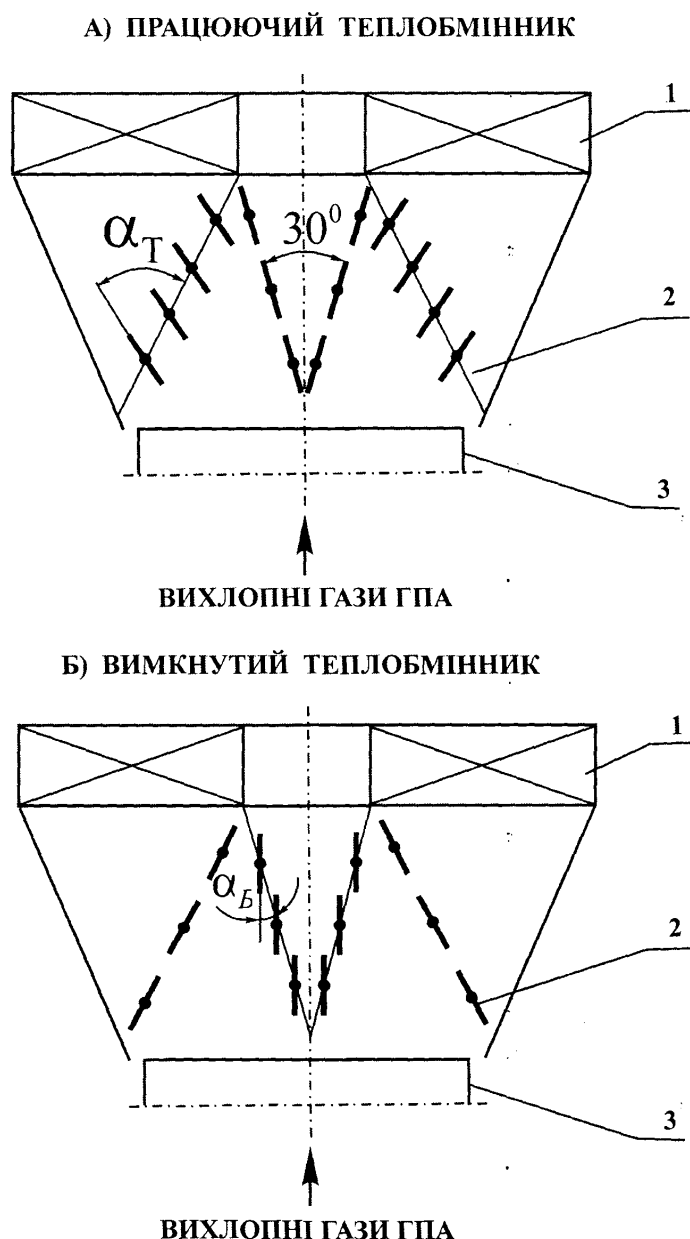


Рис. 5.2. Принципова схема теплоутилізаційної установки до ГПА

1 – теплообмінний модуль; 2 – газо регулююча заслінка; 3 – вихлопна шахта агрегату.

В літній період можливий такий же режим роботи теплообмінника або з відкаткою його з вихлопної шахти ГПА.

Запропонована принципова схема теплоутилізаційної установки була реалізована в новій конструкції теплообмінника до агрегатів ГПА-Ц-6,3 і ГПА-10, що серійно виготовляються ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод”, шифр 34.0031.00.000. Автором була досліджена, можливість і ефективність її використання для утилізації теплоти викидних газів імпортих ГПА: ГТК-10І “АЕГ КАНІС”, “Нуово Пиньоне”, “Кобера-182”.

Заводом було освоєне виробництво газорегулюючих заслінок з нержавіючої сталі, які за бажанням замовника можуть постачатися у комплектах теплообмінників до агрегатів типу ГТК-10І з підвищеною температурою вихлопних газів.

Враховуючи, що температура вихлопних газів ГПА “Кобера-182” не перевищує 400°C, заслінки для теплообмінника виготовляються з вуглецевих сталей.

Загальний вигляд теплообмінника приведений на рис. 5.3.

Теплообмінник складається з шести уніфікованих модулів з шаховим розташуванням вуглецевих оребрених труб в пучку. Оребріння труб $\varnothing 22 \times 2$ мм приварне, спіральнo-стрічкове: висота ребер - 9 мм, крок - 3,2 мм, товщина - 0,8 мм.

Використання труб з таким оребрінням забезпечує високу теплопродуктивність, невеликий аеродинамічний опір, компактність теплообмінників, а також знижує рівень шуму викидного тракту газотурбінних ГПА [36].

Для повного дренажування трубних пучків від води труби розташовані з уклоном у двох площинах.

Перед модулями і байпасним газоходом встановлені газорегулюючі заслінки, що призначені для регулювання витрат газів ГПА через модулі і байпасний канал між ними.

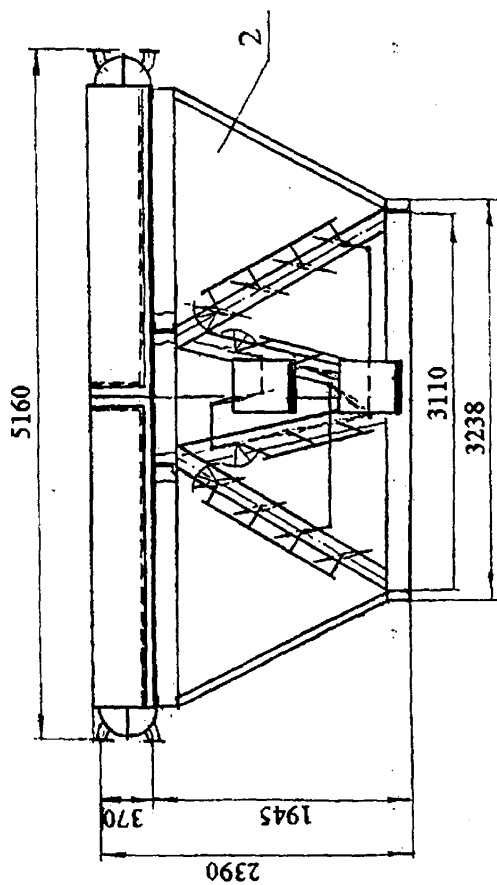
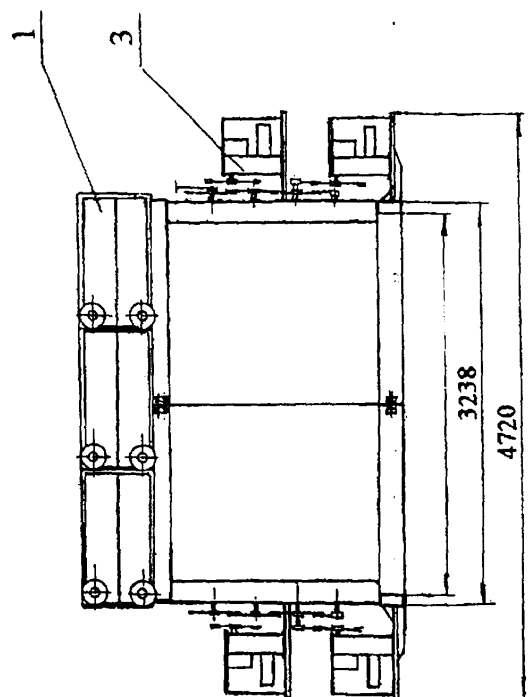


Рис. 5.3. Загальний вигляд теплообмінника

1 – блок трубних пучків; 2 – блок заслінок; 3 – виконавчий механізм МЕО

Регулювання теплопродуктивності теплообмінника здійснюється перепуском необхідної частини або всього потоку викидних газів повз поверхонь нагріву, що забезпечує також зниження його аеродинамічного опору при неповному тепловому навантаженні або його відсутності.

Максимальна теплопродуктивність теплообмінника досягається при повністю відкритих заслінках модулів і закритих заслінках байпасу. При відсутності теплового навантаження відкриваються заслінки байпасу, заслінки модулів закриваються і увесь потік викидних газів надходить до атмосфери.

Регулювання теплопродуктивності від максимального значення здійснюється таким чином: спочатку поступово відкривають заслінки байпасу, а потім, після повного їх відкриття, починають прикривати заслінки модулів.

Регулювання теплопродуктивності теплообмінника від нуля здійснюється у зворотній послідовності, тобто спочатку поступово відкривають заслінки модулів, а потім після повного їх відкриття починають прикривати заслінки байпасу.

В конструкції теплообмінника передбачене механічне блокування, що запобігає можливості одночасного закриття всіх заслінок.

Воно забезпечує закриття заслінок байпасу тільки при відкритих заслінках модулів і навпаки, тобто безпечну роботу ГПА.

Блокування одночасного закриття заслінок забезпечує також система автоматичного управління роботою теплообмінника (САУ), яка може поставлятися ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод” замовнику у комплекті з теплообмінником і запірно-запобіжною арматурою.

САУ забезпечує:

- автоматичне заповнення водою і пуск теплообмінника;

- автоматичне регулювання температури води, що нагрівається в теплообміннику, в залежності від температури зовнішнього повітря за опалювальним графіком;
- контроль технологічних параметрів;
- режимну, запобіжну і аварійну сигналізацію.

САУ забезпечує також три підрежими роботи теплообмінника: автоматичний, місцевий і вимкнення.

Для забезпечення можливості управління теплопродуктивністю теплообмінника в залежності від теплового навантаження при створенні і експлуатації теплообмінника необхідно знати його регульовальну характеристику, тобто залежність теплопродуктивності від кутового переміщення регулюючого органа - газорегулюючих заслінок перед теплообмінними модулями і байпасним каналом.

Автором з використанням програми розрахунку теплообмінника на ЕОМ отримано сімейство регулюючих характеристик утилізаційного теплообмінника до агрегату ГТК-10І. Деякі з них для номінальної потужності агрегату $N=1$ і температур води $70-115\text{ }^{\circ}\text{C}$ наведені на рис. 5.4.

Як видно з рисунка, теплообмінник має доволі плавні регулюючі характеристики і зможе забезпечити за рахунок застосування газорегулюючих заслінок жалюзійного типу необхідне, ($\pm 2^{\circ}\text{C}$), тонке регулювання теплоти, що відпускається споживачам, наприклад, теплично-овочевим комбінатам.

За участю автора в результаті аналізу вітчизняного і зарубіжного досвіду, проведених конструкторських проробок і розрахунків, було визначено оптимальне місце установки утилізаційних теплообмінників на імпортованих агрегатах типу ГТК-10І, “Кобера-182” - на естакаді, над укриттям без конструктивних зв'язків з ним і з ГПА [115, 116].

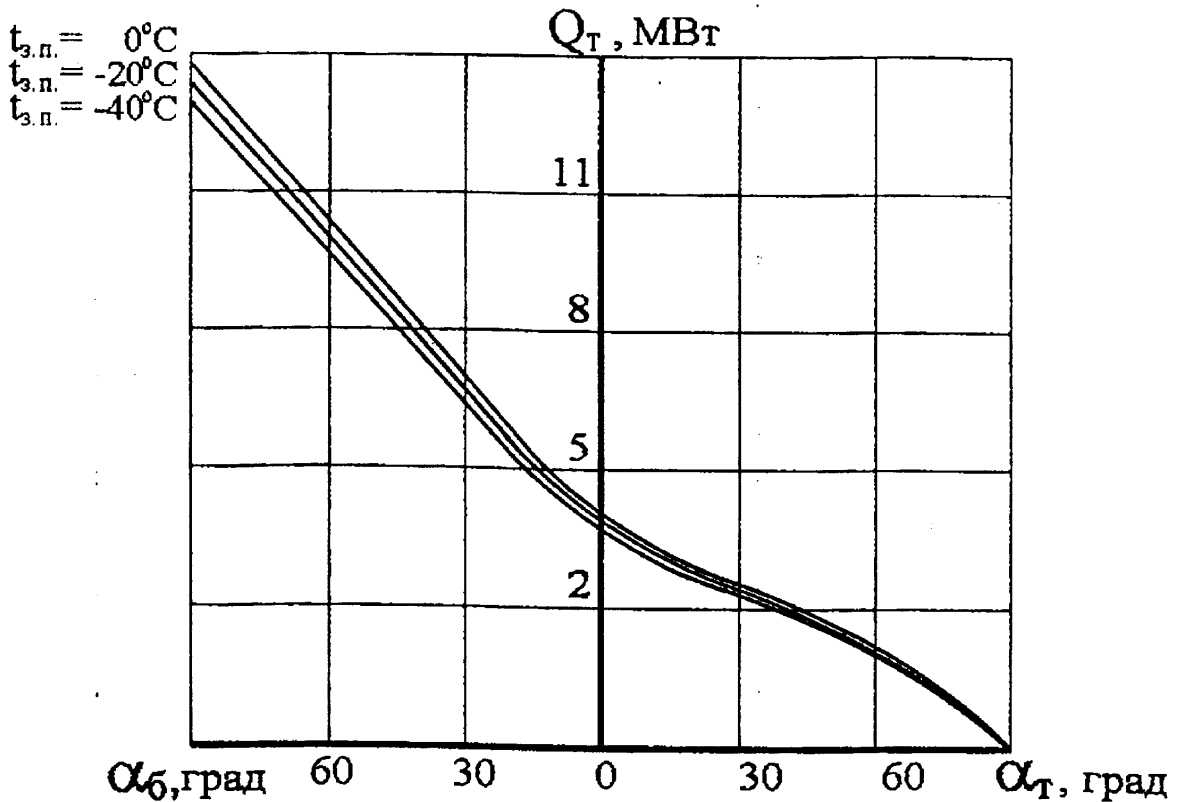


Рис. 5.4. Регулювальні характеристики теплообмінника ГТК-10І:

Відносна потужність ГПА $\bar{N} = 1$;

Температури води 70-115 °С

Вибір оптимального місця установки теплообмінників для всіх типів вищевказаних імпортованих ГПА на естакаді дозволяє ефективно утилізувати теплоту вихлопних газів ГПА при мінімальних енергетичних і матеріальних витратах, розташувати на естакаді колектори прямої і зворотної води, дренажний трубопровід, що практично виключає земляні роботи при прокладанні теплових мереж, а також дозволяє запобігти загромодження проїздів між індивідуальними укриттями агрегатів в умовах щільної забудови КС (рис.5.5-5.6).

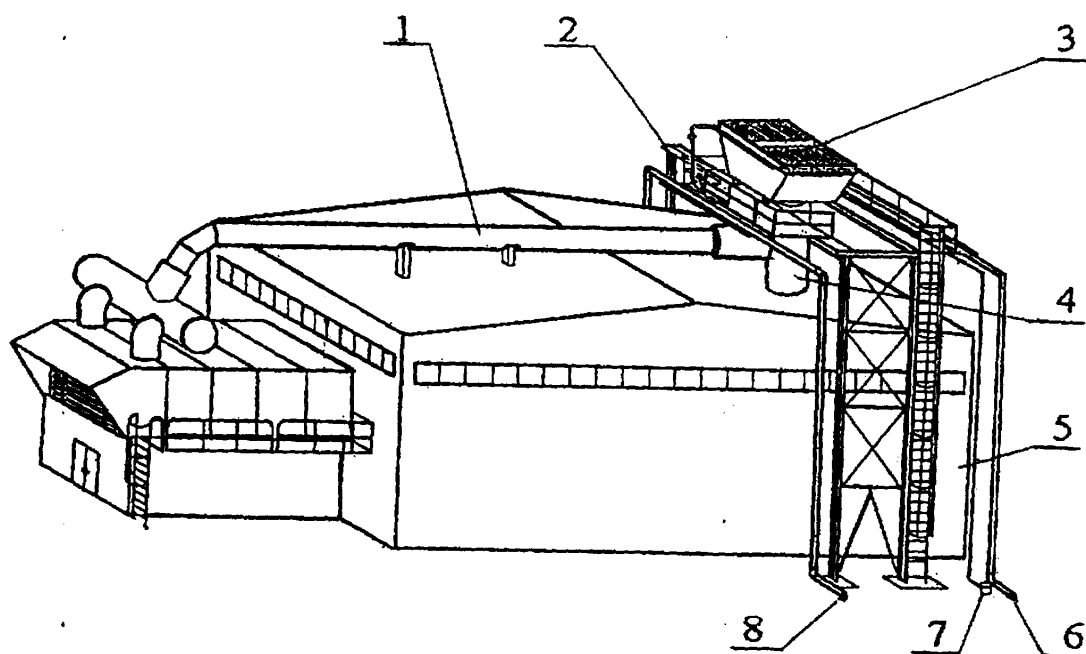


Рис. 5.5. Теплоутилізаційна установка до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “АЕГ КАНІС”

1 – газохід; 2 – рухома опора; 3 – утилізаційний теплообмінник; 4 – вихлопна труба; 5 – укриття агрегату; 6 – загальний колектор холодної води; 7 – дренажний трубопровід; 8 – загальний колектор гарячої води.

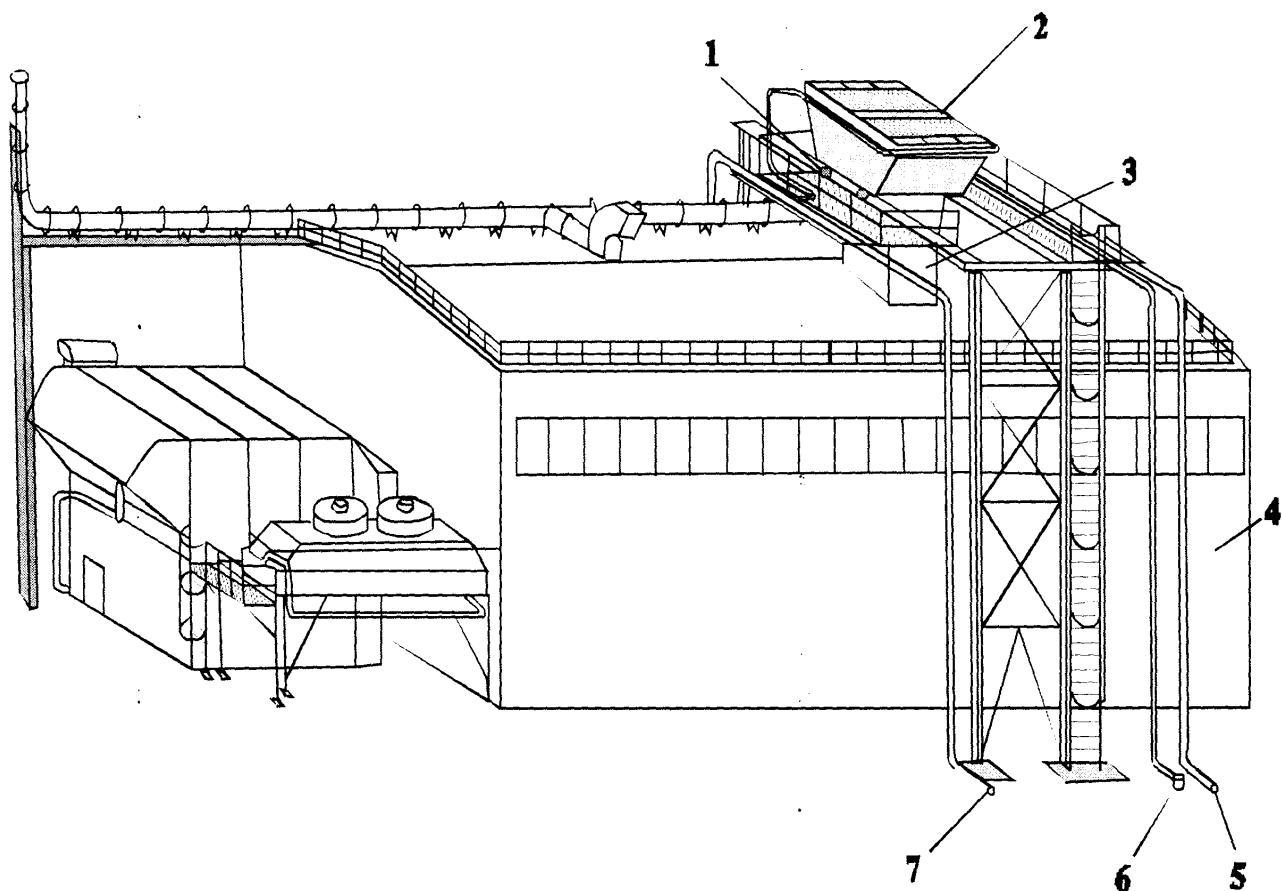


Рис. 5.6. Теплоутилізаційна установка до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне”

1 – рухома опора; 2 – утилізаційний теплообмінник; 3 – вихлопна труба; 4 – укриття агрегату; 5,7 – загальні колектори відповідно холодної і гарячої води; 6 – дренажний трубопровід.

У подальшому, результати дослідів лягли в основу розробки нового, маловитратного технічного рішення по ефективній утилізації теплоти вихлопних газів імпортованих ГПА.

Суть його полягає в тому, що при непрацюючому агрегаті утилізаційний теплообмінник з поверхнями нагріву з вуглецевої сталі забезпечений опорами-роликами, накочується по естакаді над укриттям ГПА на вихлопну шахту агрегату, встановлюється над нею точно по осі газоходу з повітряним зазором 35-50 мм і фіксується на естакаді спеціальними захватами.

Попередньо для монтажу утилізаційного теплообмінника на агрегаті ГТК-10І “Нуово Пиньоне” на відмітці 11,35 м зрізається верхня частина вихлопної шахти. На її місце встановлюється перехідний дифузор з легованої сталі висотою 2 м, вихідним перетином 2,9х2,9 м (рис.5.7).

Для монтажу утилізаційних теплообмінників на ГПА ГТК-10І “АЕГ КАНІС”, і “Кобера-182” встановлення перехідних елементів не потрібно (рис. 5.8-5.9).

При роботі ГПА, потік вихлопних газів агрегату разом з повітрям, що ежектується через зазор, надходить в утилізаційний теплообмінник, обмиває 6 оредрених труних пучків, нагріває воду, що циркулює в них, а потім подається в атмосферу.

Наявність близької до оптимальної оребреної поверхні дозволяє здійснити достатньо ефективну утилізацію теплових ВЕР імпортованих агрегатів і досягти високого коефіцієнта використання паливного газу ГПА (більш 60%) при порівняно невеликому аеродинамічному опорі (менше 500 Па).

Після закінчення опалювального сезону або у випадку необхідності передбачена можливість відкати теплообмінника від вихлопної шахти ГПА.

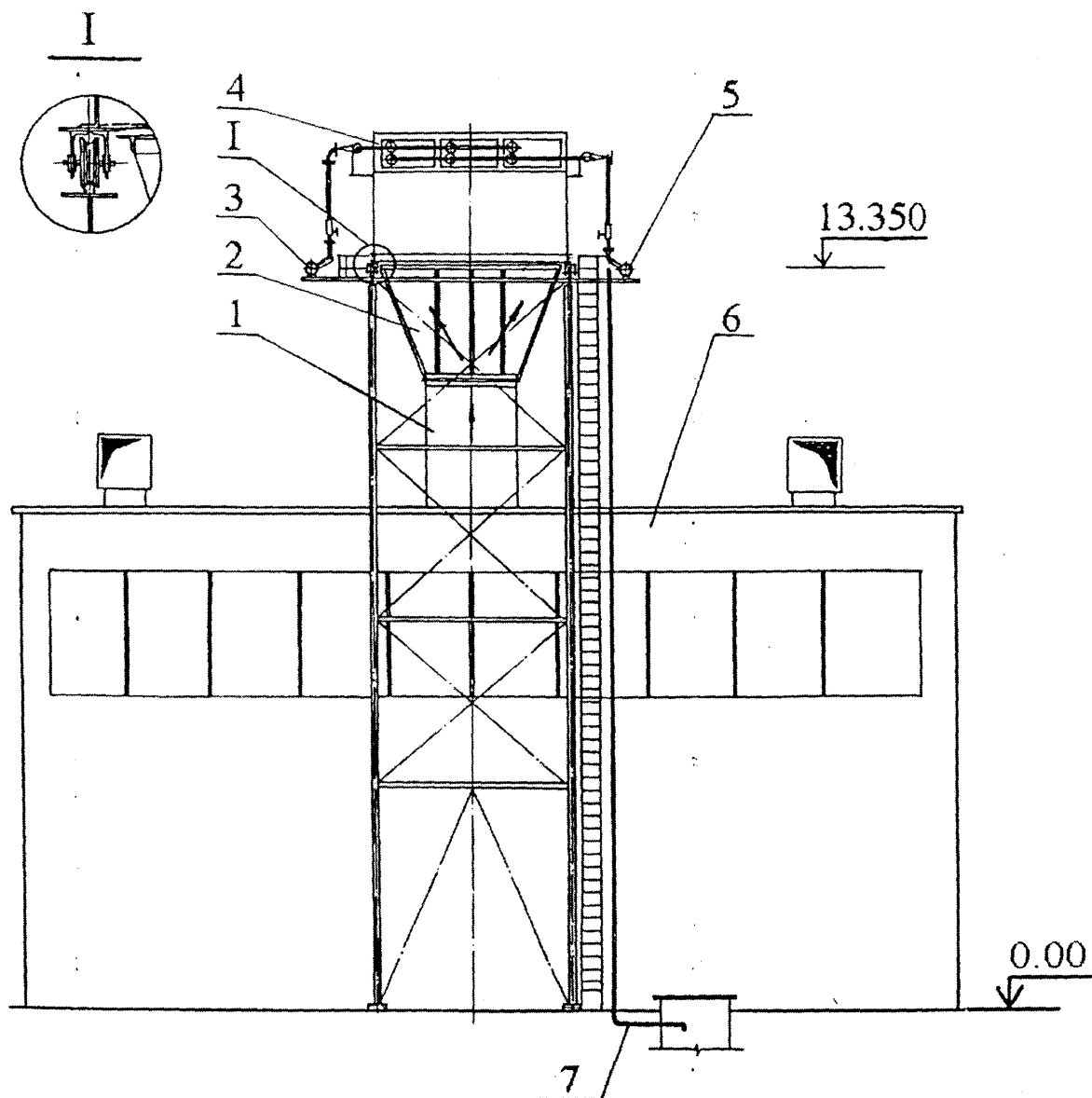


Рис. 5.7. Загальний вигляд теплоутилізаційної установки до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне”

1 – вихлопна шахта агрегату; 2 – перехідний дифузор; 3 – колектор холодної води; 4 – утилізаційний теплообмінник; 5 – колектор гарячої води; 6 – індивідуальне укриття агрегату; 7 – дренажний трубопровід; I – вузол рухомої опори теплообмінника.

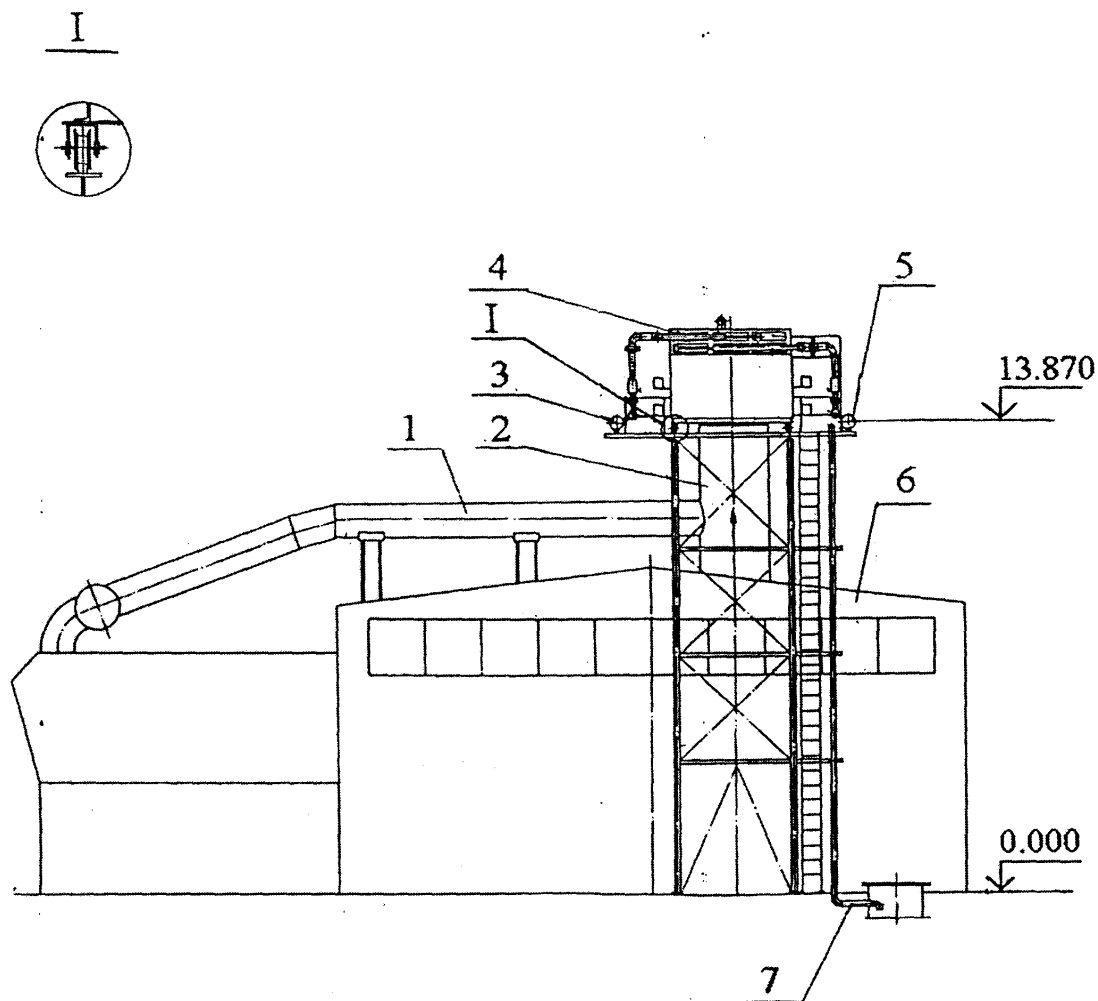


Рис. 5.8. Загальний вигляд теплоутилізаційної установки до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “АЕГ КАНІС”

1 – газохід; 2 - вихлопна шахта агрегату; 3 – загальний колектор холодної води; 4 – утилізаційний теплообмінник; 5 – загальний колектор гарячої води; 6 – укриття агрегату; 7 – дренажний трубопровід; I – вузол рухомої опори теплообмінника.

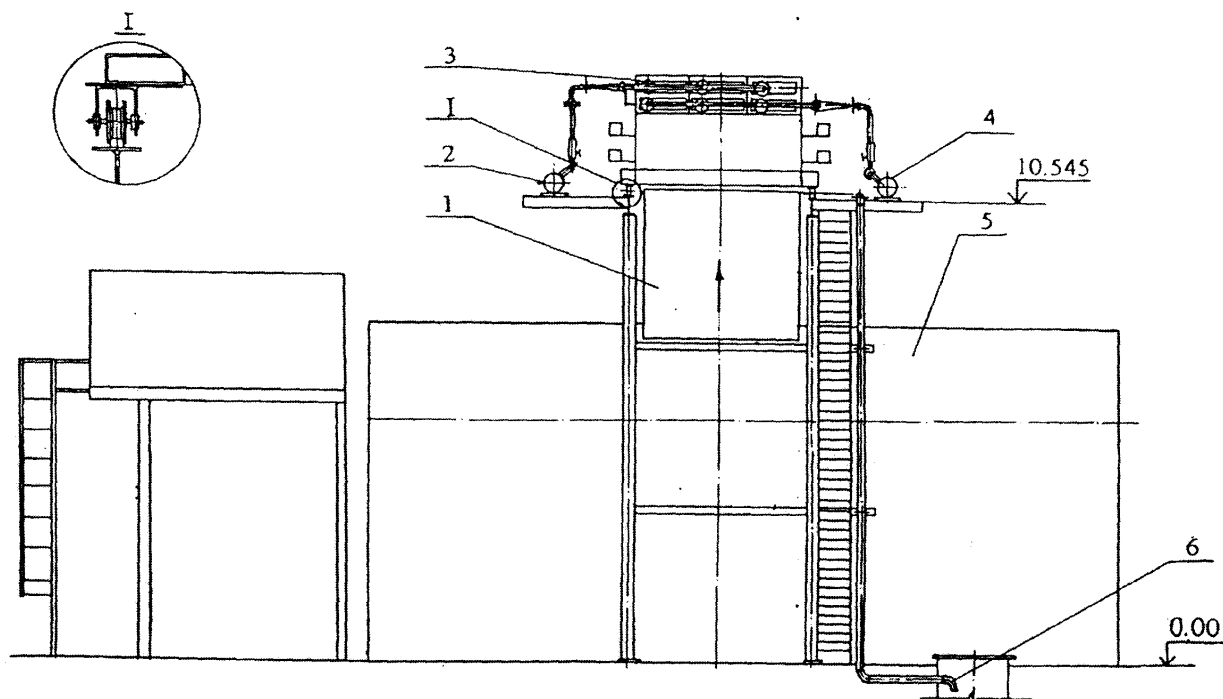


Рис. 5.9. Загальний вигляд теплоутилізаційної установки до газоперекачуючого агрегату “Кобера-182”

1 – вихлопна шахта агрегату; 2 – колектор холодної води; 3 – утилізаційний теплообмінник; 4 – колектор гарячої води; 5 – індивідуальне укриття агрегату; 6 – дренажний трубопровід; I – вузол рухомої опори теплообмінника.

Для цього на естакаді і на корпусі теплообмінника приварені спеціальні провущини. Пересування теплообмінника здійснюється за допомогою ручної талі. Попередньо з нього зливається вода і проводиться відстиковка теплообмінника від загальних колекторів у місцях фланцевих з'єднань. Потім знімаються захвати, що встановлені біля роликів теплообмінника на рейкових коліях естакади. Ручна таль приєднується з

одного боку до провусини теплообмінника, а з іншого - до провусини естакади, і проводиться його відкатка від вихлопної шахти ГПА. Після цього теплообмінник встановлюється на новому місці естакади і фіксується захватами.

Відкатка дозволяє, що особливо важливо, запобігти у літній період зменшення потужності ГПА через додатковий аеродинамічний опір - теплообмінник, а також значно підвищити його ремонтоздатність, і отже, надійність роботи.

З використанням математичної моделі утилізаційного теплообмінника ГПА автором на ЕОМ отримані основні технічні характеристики утилізаційних теплообмінників до агрегатів ГТК-10І і “Кобера-182”.

На рис.5.10 приведені залежності теплопродуктивності і аеродинамічного опору утилізаційних теплообмінників до ГТК-10І від відносної потужності агрегатів \bar{N} і температури зовнішнього повітря T_{zn} при різній температурі води.

Залежності для теплообмінників до агрегатів ГТК-10І “АЕГ КАНІС” і ГТК-10І “Нуово Піньоне” практично однакові.

Криві мають характер, близький до лінійного, і монотонно зростають з підвищенням температури зовнішнього повітря до 4°C , при якій мають перелом, що пояснюється відключенням системи антиобледеніння агрегату (CAO).

Треба відзначити, що надійну роботу агрегатів ГТК-10І в умовах знижених температур зовнішнього повітря, тобто менше $4,4^{\circ}\text{C}$, забезпечує система антиобледеніння, що є у комплекті. В агрегатах ГТК-10І фірми “АЕГ КАНІС” підігрів повітря, що поступає в агрегат, здійснюється за рахунок автоматичного перепуску частини вихлопних газів через колектори CAO на вхід осьового компресора.

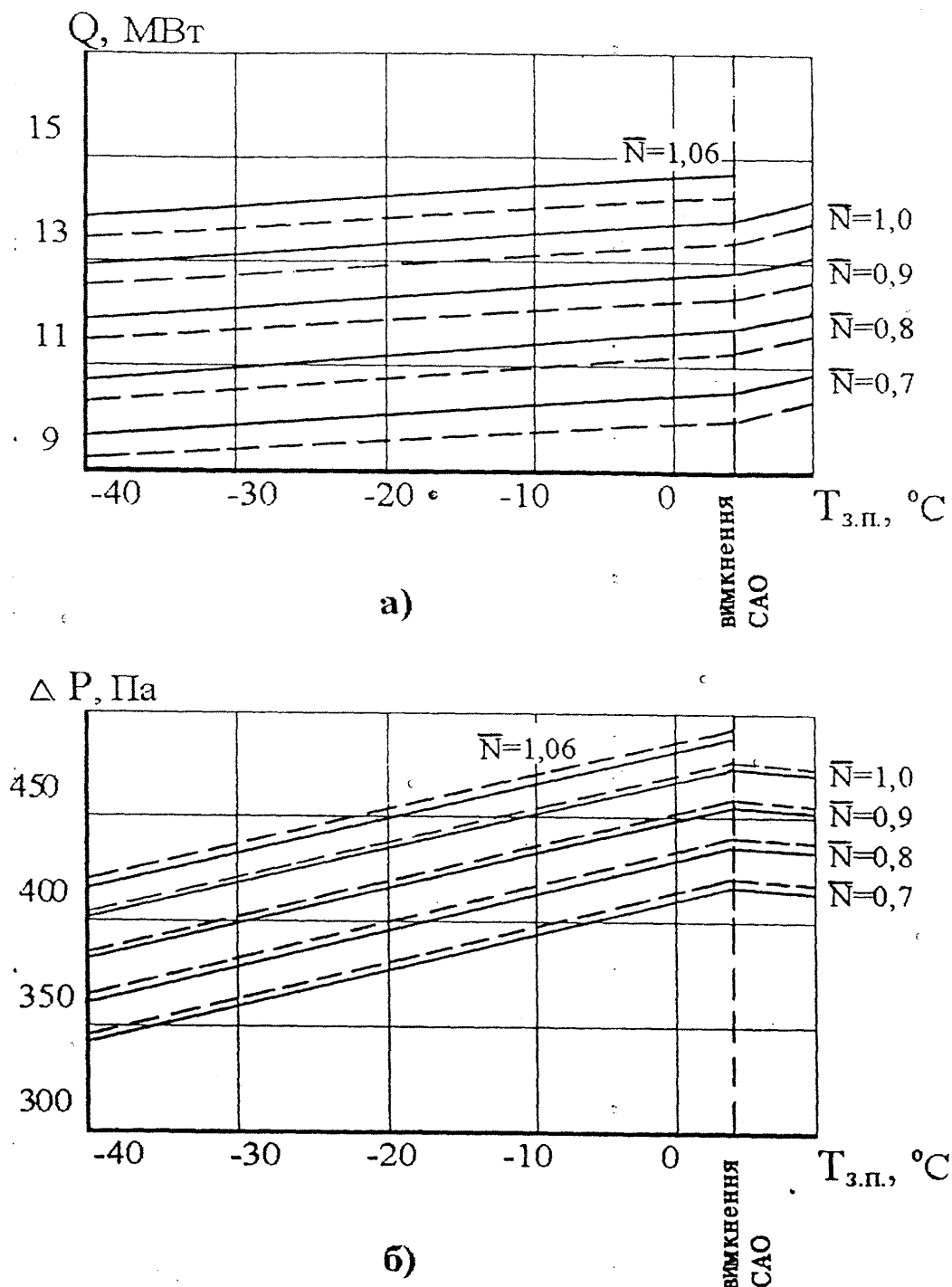


Рис. 5.10. Залежності теплопродуктивності (а), аеродинамічного опору (б) утилізаційного теплообмінника від відносної потужності газоперекачуючих агрегатів "ГТК-10І фірм "АЕГ КАНІС", "Нуово Піньоне", температури зовнішнього повітря і температури води
 — $t_B - 70-115$ °С; -- $t_B - 70-150$

Цим забезпечується постійна витрата і температура вихлопних газів ГПА при температурах зовнішнього повітря менше $4,4^{\circ}\text{C}$ і постійній потужності агрегату.

В агрегатах ГТК-10І фірми “Нуово Пиньоне” підігрів повітря на вході до ГПА відбувається за рахунок розбавлення його теплим повітрям, що відбирається від осового компресора турбіни [117].

Збільшення теплопродуктивності та аеродинамічного опору теплообмінника ГТК-10І при зростанні температури зовнішнього повітря до $4,4^{\circ}\text{C}$ пояснюється підвищенням температури вихлопних газів через теплообмінник. Збільшення витрати газів пов'язано із зменшенням витрати газів, що відбираються в систему антиобледеніння агрегату.

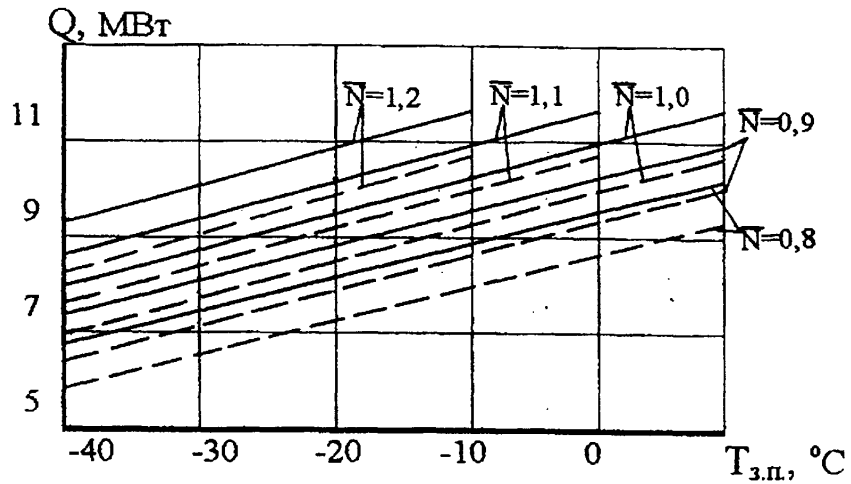
При вимкненні САО і подальшому зростанні температури повітря на вході турбіни більше $4,4^{\circ}\text{C}$, спостерігається зменшення величини аеродинамічного опору ГПА за рахунок зниження витрати вихлопних газів агрегату. При цьому теплопродуктивність теплообмінника збільшується як за рахунок зниження витрати газів, так і деякого збільшення їх температури.

При зменшенні відносної потужності ГТК-10І пропорційно зменшується теплопродуктивність і аеродинамічний опір теплообмінника, що пов'язано із зниженням температури вихлопних газів агрегату при їх постійній витраті. Стійкість витрати вихлопних газів ГПА забезпечується постійною частотою обертання осового компресора, що є конструктивною особливістю цього агрегату.

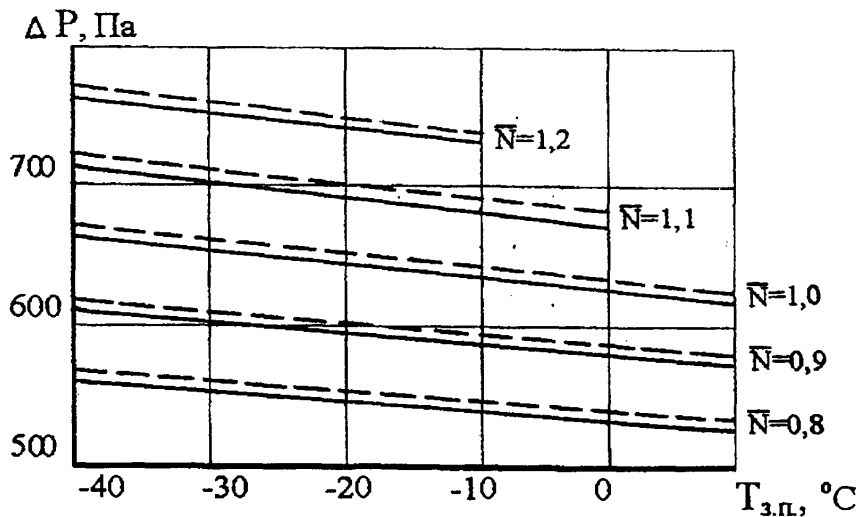
Висока теплопродуктивність теплообмінників дозволяє збільшити коефіцієнт використання паливного газу агрегату ГТК-10І з 25,7% до 61%, тобто приблизно у 2,4 рази.

Одна КС з 5-ма постійно працюючими ГПА може забезпечити теплотою, що утилізується, крім власних потреб станції, ще і теплично-овочевий комбінат площею більш 6 га.

На рис. 5.11 наведені залежності теплопродуктивності, аеродинамічного опору теплообмінника від відносної потужності ГПА “Кобера-182”, температури зовнішнього повітря при різних температурах води на виході з теплообмінника.



а)



б)

Рис.5.11. Залежність теплопродуктивності (а), аеродинамічного опору (б) утилізаційного теплообмінника від відносної потужності газоперекачуючого агрегату “Кобера-182”, температури зовнішнього повітря і температури води

— $t_{\text{в}}$ - 70-115 °C; - - - $t_{\text{в}}$ - 70-150 °C

Криві мають практично лінійний характер. При зростанні температури зовнішнього повітря теплопродуктивність теплообмінника монотонно зростає, а його аеродинамічний опір падає.

З підвищенням відносної потужності ГПА практично прямо пропорційно зростають теплопродуктивність і аеродинамічний опір теплообмінника. Його розрахункова теплопродуктивність при відносній потужності агрегату $N=1$, температурі зовнішнього повітря $t_{z.n.} = (-)40^{\circ}\text{C}$ і температурі води $70-115^{\circ}\text{C}$ складає $7,7 \text{ MWt}$, а аеродинамічний опір $\sim 670 \text{ Па}$.

Таке теплотімання дозволяє збільшити коефіцієнт використання паливного газу ГПА з 27,3% до 42%, тобто на 15% абсолютних. Це дає можливість однією КС з 5-ма постійно працюючими агрегатами “Кобера-182” забезпечити теплотою, що утилізується, крім власних теплофікаційних нужд станції ще і теплично-овочевий комбінат площею більш 3 га.

Автором досліджено вплив температури води на виході утилізаційних теплообмінників агрегатів ГТК-10І “Кобера-182” на їх теплопродуктивність і аеродинамічний опір при різних температурі зовнішнього повітря, відносній потужності ГПА (Рис.5.12-5.13). Залежності мають практично лінійний характер. Зі зростанням температури води на виході з теплообмінників ГТК-10І, “Кобера-182” їх теплопродуктивність монотонно зменшується, а аеродинамічний опір зростає зовсім незначно, в межах 1% (Рис.5.14).

Тому при проведенні інженерних розрахунків можна вважати їх аеродинамічний опір незалежним від температур води.

Теплопродуктивність і аеродинамічний опір, що наводяться в технічній документації (каталоги, технічні умови, креслення, паспорти), часто не можна використовувати без проведення додаткових розрахунків,

які враховують температуру зовнішнього повітря в районі розташування КС, потужність ГПА, температуру води в системі тепlopостачання.

Такі розрахунки можуть бути проведені на ПЕОМ при наявності спеціальної програми. Враховуючи, що більшість проектних організацій і виробничих об'єднань такої програми не має, автором для розрахунку теплопродуктивності і аеродинамічного опору теплообмінників були отримані достатньо прості рівняння, що дозволяють при проектуванні і експлуатації систем утилізація теплоти ГПА враховувати реальні умови їх роботи на КС.

Отримані розрахункові значення теплопродуктивності утилізаційних теплообмінників з шаховою компановкою оребрених труб в пучках до агрегатів ГТК-10І і “Кобера-182” узагальнені автором аналітичною залежністю

$$Q = Q_3 + \Delta Q_{N_T} (\overline{N_T} - \overline{N_3}) + \Delta Q_{t_{3,n.}} (t_{3,n.}^T - t_{3,n.}^3) + \Delta Q_{t_B} (t_B^3 - t_B^T), \text{ МВт} \quad (5.21)$$

де Q_3 - задана теплопродуктивність теплообмінника при заданих відносній потужності ГПА і температурі зовнішнього повітря, МВт;

ΔQ_{N_T} - коефіцієнт впливу на теплопродуктивність тепло-обмінника поточній відносній потужності агрегату, МВт;

$\overline{N_T}$ - поточна відносна потужність ГПА;

$\overline{N_3}$ - задана відносна потужність ГПА. Звичайно $\overline{N} = 1$;

$\Delta Q_{t_{3,n.}}$ - коефіцієнт впливу на теплопродуктивність теплообмінника поточної температури зовнішнього повітря, МВт/град;

$t_{3,n.}^T$ - поточна температура зовнішнього повітря, °С;

$t_{3,n.}^3$ - задана температура зовнішнього повітря, °С. Звичайно $t_{3,n.}^3 = (-)40$ °С;

ΔQ_{t_B} - коефіцієнт впливу на теплопродуктивність теплообмінника поточної температури води на виході з нього, МВт/град;

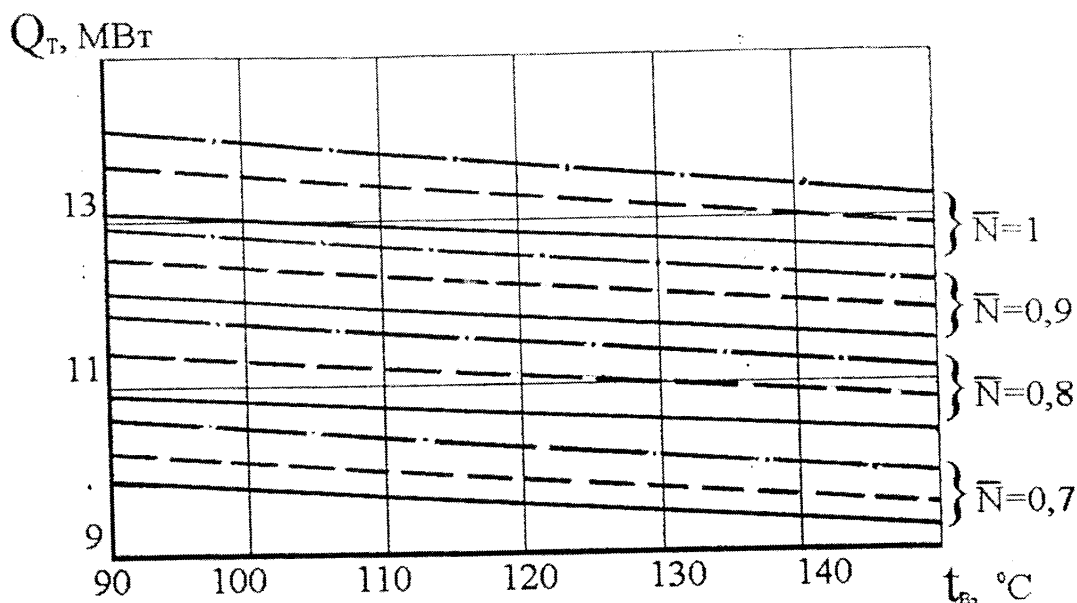


Рис. 5.12. Залежності теплопродуктивності утилізаційних теплообмінників до ГПА ГТК-10І фірм "АЕГ КАНІС", "Нуово Піньоне" від температури води на виході при різних температурі зовнішнього повітря і відносній потужності агрегату

— $t_{3.n} (-) 40^\circ\text{C}$; — — $t_{3.n} (-) 20^\circ\text{C}$; — · — $t_{3.n} = 20^\circ\text{C}$

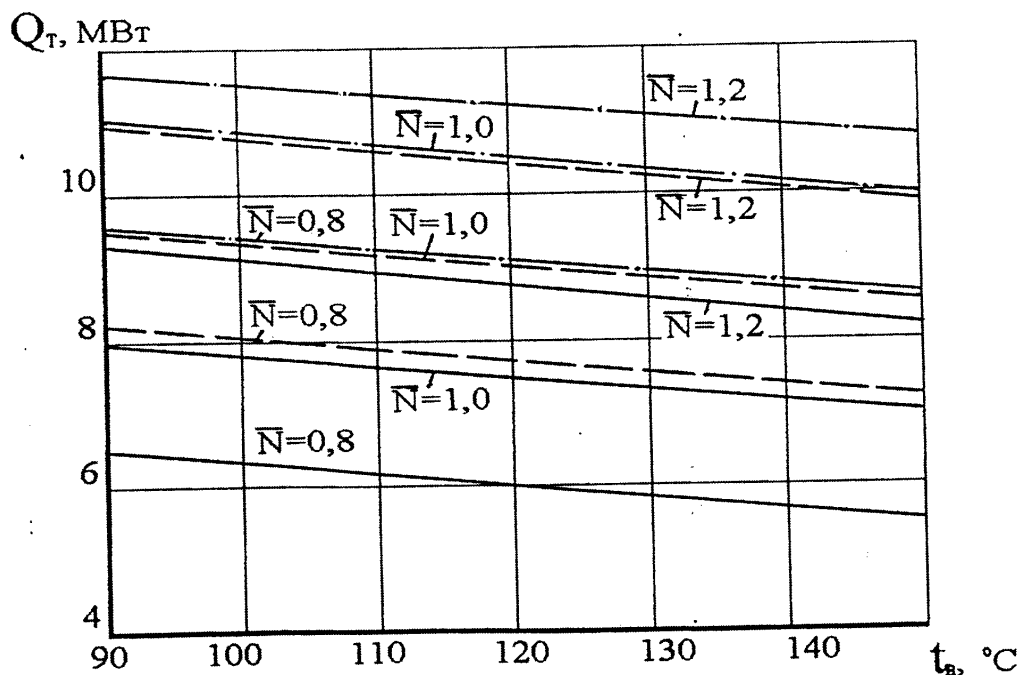


Рис. 5.13. Залежності теплопродуктивності утилізаційного теплообмінника до ГПА "Кобера-182" від температури води на виході при різних температурі зовнішнього повітря і відносній потужності агрегату

— $t_{3.n} (-) 40^\circ\text{C}$; — — $t_{3.n} (-) 20^\circ\text{C}$; — · — $t_{3.n} = 20^\circ\text{C}$

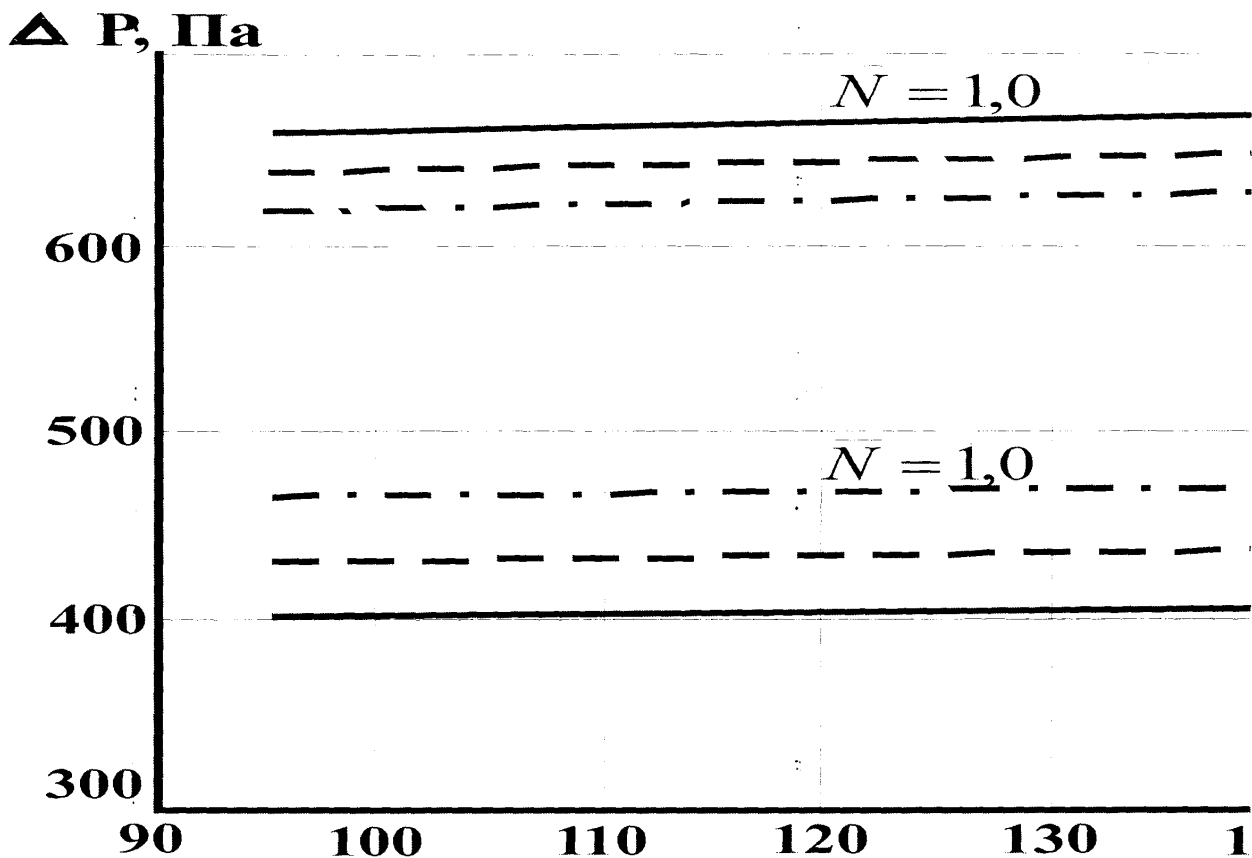


Рис. 5.14. Залежності аеродинамічного опору утилізаційних теплообмінників до ГПА ГТК-10І фірм “АЕГ КАНІС”, “Нуово Піньоне”, “Кобера-182” від температури води на виході при температурі зовнішнього повітря і відносній потужності агрегату $N=1$

— $t_{\text{з.п}} (-)40^{\circ}\text{C}$; — — $t_{\text{з.п}} (-)20^{\circ}\text{C}$; — · — $t_{\text{з.п}} = 20^{\circ}\text{C}$

t_B^3 - поточна температура води на виході з теплообмінника, °С;

t_B^T - задана температура води на виході з теплообмінника, °С;

Терміни:

“Задана” - приводиться в каталозі обладнання або в технічній документації;

“Поточна” - розрахункова або та величина, що заміряється для даних умов експлуатації обладнання на КС.

В результаті узагальнення розрахункових даних, автором отримана:

для ГТК-10І:

$$\Delta Q_{\bar{N}_T} = 11 \text{ МВт};$$

$$\Delta Q_{t_{3.П}} = 0,02 \text{ МВт/град};$$

для ГПА “Кобера-182”:

$$\Delta Q_{\bar{N}_T} = 6,64 \text{ МВт};$$

$$\Delta Q_{t_{3.П}} = 0,07 \text{ МВт/град};$$

для ГТК=10І, “Кобера-182”:

$$\Delta Q_{t_B} \approx 0,07 \text{ МВт/град};$$

Отримане рівняння (5.21) в загальному вигляді є достатніми для інженерних розрахунків з точністю до 2% і їх можна використовувати при проектуванні і в процесі експлуатації систем утилізації теплоти для визначення теплопродуктивності утилізаційних теплообмінників різних ГПА з шаховою і коридорною компоновкою ребрених труб в пучку в конкретних умовах КС: температурі зовнішнього повітря, температурам води, потужності ГПА.

В залежності від типу теплообмінника і компоновки труб в пучку змінюються лише коефіцієнти впливу, які наведені в табл. 5.5.

Коефіцієнти впливу відносної потужності агрегатів, температур зовнішнього повітря, води на виході на теплопродуктивність теплообмінників до різних типів ГПА

№	Теплообмінник до ГПА	Тип компоновки оребрених труб в пучку					
		коридорна			шахова		
		Коефіцієнти, їх розмірність					
		$\Delta Q_{\bar{N}_r}$ МВт	$\Delta Q_{t_{3,n}}$ МВт/град	ΔQ_{t_b} МВт/град	$\Delta Q_{\bar{N}_r}$ МВт	$\Delta Q_{t_{3,n}}$ МВт/град	ΔQ_{t_b} МВт/град
1	ГТК-10	2,78	0,033	0,0175	2,71	0,0222	0,013
2	ГТН-6	9,03	0,045	0,0165	-	-	-
3	ГТ-6-750	4,50	0,046	0,0169	-	-	-
4	ГТ-750-6	1,39	0,025	0,0120	-	-	-
5	ГПА-Ц-6,3	4,86	0,065	0,0270	4,79	0,0679	0,0194
6	ГПА-10 *	2,78	0,040	0,0162	-	0,109	0,0254
7	ГТН-16	9,03	0,030	0,0380	8,91	0,029	0,024

* - у теплообмінниках до ГПА-10 кількість коридорних пучків - 4;
шахових - 6.

Розрахункові величини аеродинамічного опору утилізаційних теплообмінників до вітчизняних ГПА і до агрегату “Кобера-182” для шахової і коридорної компоновки труб в пучках є достатньою для інженерних розрахунків точністю (біля 2%) узагальнені автором залежністю

$$\Delta P = \Delta P_3 + \Delta P_{\bar{N}_m} (\bar{N}_m - \bar{N}_3) + \Delta P_{t_{3,n}} (t_{3,n}^3 - t_{3,n}^m), \text{ Па} \quad (5.22)$$

де ΔP_3 – заданий аеродинамічний опір теплообмінника при заданих відносній потужності ГПА і температурі зовнішнього повітря, Па;

$\Delta P_{\bar{N}_m}$ – коефіцієнт впливу на аеродинамічний опір теплообмінника поточної відносної потужності агрегату, Па;

$\Delta P_{t_{3.n}}$ – коефіцієнт впливу на аеродинамічний опір теплообмінника температури зовнішнього повітря, Па/град;

Для теплоутилізаційних теплообмінників з коридорною і шаховою компоновкою оребрених труб в пучку $\Delta P_{\bar{N}_T}$ - лежить в межах 280÷500 Па.

Наприклад, для теплообмінника з шаховим розташуванням труб в пучку до ГПА “Кобера-182” $\Delta P_{\bar{N}_T} = 486$ Па.

Для всіх типів теплообмінників до агрегатів виробництва заводів України і країн СНД і імпортному агрегату “Кобера-182”

$$\Delta P_{t_{3.n}} = 1 \text{ Па/град.}$$

Для імпортних агрегатів ГТК-10І з системою антиобледеніння залежності аеродинамічного опору теплообмінника від температури зовнішнього повітря мають інший характер, а саме із збільшенням температури зовнішнього повітря зростає і аеродинамічний опір теплообмінника.

У загальному вигляді залежність аеродинамічного опору теплообмінника від відносної потужності ГТК-10І і температури зовнішнього повітря подано у вигляді рівняння

$$\Delta P = \Delta P_3 + \Delta P_{\bar{N}_m} (\bar{N}_m - \bar{N}_3) - \Delta P_{t_{3.n}} (t_{3.n}^3 - t_{3.n}^m), \text{ Па} \quad (5.23)$$

$$\text{де } \Delta P_N = 192 \text{ Па,} \quad \Delta P_{t_{3.n}} = 1,6 \text{ Па/град}$$

Отримані залежності дозволяють на стадії проектування, а також у процесі експлуатації визначити досить точно вироблення теплових ВЕР

для конкретних умов КС. Крім того, раціонально організований, з використанням цих залежностей і регульовальних характеристик, процес постачання теплоти споживачам дозволяє експлуатувати утилізаційні теплообмінники з мінімальними витратами паливного газу агрегатів.

Коефіцієнти впливу для утилізаційних теплообмінників до інших типів ГПА приведені у табл. 5.6.

Таблиця 5.6 –

Коефіцієнти впливу відносної потужності агрегату на аеродинамічний опір теплообмінників до різних типів ГПА

№	Теплообмінник до ГПА	Тип компоновки оребрених труб в пучку	
		коридорна	шахова
		Коефіцієнти, їх розмірність	
		ΔP_{N_T} , Па	ΔP_{N_T} , Па
1	ГТК-10	312	388
2	ГТН-6	450	-
3	ГТ-6-750	475	-
4	ГТ-750-6	450	-
5	ГПА-Ц-6,3	350	358
6	ГПА-10	280	721
7	ГТН-16	415	539

5.3. Ефективність практичного використання нових розробок теплообмінників на компресорних станція магістральних газопроводів

За результатами проведених досліджень та за завданнями виробничих об'єднань України та Росії Укргазпроект з участю автора були розроблені і передані для впровадження:

- ДК “Черкаситрансгаз” - робочий проект утилізаційного теплообмінника до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “АЕГ КАНІС” для впровадження на КС газопроводу “Союз”;
- ООО “Сургутгазпром” - робочий проект установки утилізації тепла вихлопних газів “Кобера-182” для впровадження на КС газопроводу Уренгой-Сургут-Челябінськ;
- ООО “Оренбурггаздобича” - робочий проект теплоутилізаційної установки до газоперекачуючого агрегату ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне” для впровадження на дожимних КС Оренбургського УКПГ.

Починаючи з 1989 р. ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод” за розробленою новою принциповою схемою освоїв і почав випуск утилізаційних теплообмінників спочатку до вітчизняних, а з 1992р. імпорتنих ГПА. Застосування одного типу утилізаційного теплообмінника до вітчизняних агрегатів ГПА-10, ГПА-Ц-6,3 та імпорتنих ГТК-10І фірм “АЕГ КАНІС”, “Нуово Піньоне”, “Кобера-182” підняло на якісно більш високий рівень галузеву уніфікацію теплообмінників, дозволило отримати значну економію матеріалів, часу на їх розробку, здешевіти технологію виготовлення і організувати серійний випуск нових теплообмінників на існуючих дільницях ЗАТ “Ухтинський експериментально-механічний завод”.

Всього заводом виготовлено і відправлено на КС магістральних газопроводів більш 100шт. утилізаційних теплообмінників до вказаних типів ГПА, з них 30 шт. - до агрегатів ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне”.

Нині вони змонтовані на агрегатах ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне” компресорних станцій ООО “Оренбурггаздобича” і використовуються для тепlopостачання самих станцій, теплиць і виробничої бази управління.

5.4. Висновки

1. Розроблена модифікація математичної моделі утилізаційного теплообмінника ГПА. Істотною особливістю моделі є:
 - визначення теплофізичних властивостей вихлопних газів агрегатів - питомої ізобарної теплоємності, теплопровідності, кінематичної в'язкості по їх температурі і коефіцієнту надлишку повітря в камері згорання з використанням вперше отриманих автором формул;
 - можливість проведення розрахунків теплообмінників, що виготовлені з вуглецевих і нержавіючих сталей, для коридорної і шахової компоновок оребрених і гладких труб в пучку. Це забезпечується застосуванням: універсальних формул розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі газів оребреним і гладкотрубним пучкам, отриманих автором аналітичних залежностей коефіцієнтів теплопровідності вуглецевих і нержавіючих сталей від температури.
2. Для імпорتنих агрегатів, що експлуатуються на КС газопроводів України і країн СНД без теплоутилізаційного обладнання, запропонована і досліджена конструкція недорогої теплообмінної установки з простої вуглецевої сталі із застосуванням ефективних заходів, що забезпечують її тривалу і надійну експлуатацію.
3. У результаті аналізу вітчизняного і зарубіжного досвіду, конструкторських проробок і розрахунків визначено оптимальне місце установки утилізаційних теплообмінників на імпорتنих агрегатах. Запропоновані технологія і технічні рішення по ефективній утилізації теплоти вихлопних газів ГПА. Отримані залежності теплопродуктивності, аеродинамічного опору утилізаційних

теплообмінників до агрегатів ГТК-10І і Кобера-182” від відносної потужності агрегатів, температури зовнішнього повітря при різних температурах води.

4. Проведено дослідження впливу температури води на виході теплообмінників імпортованих агрегатів на їх теплопродуктивність при різних температурах зовнішнього повітря і відносної потужності агрегатів. Встановлено, що температура води на виході теплообмінників практично не впливає на їх аеродинамічний опір.
5. Результати проведених досліджень характеристик теплообмінників узагальнені у вигляді зручних для практичного застосування простих аналітичних виразів, що дозволяють визначити теплопродуктивність і аеродинамічний опір теплообмінників ГПА з урахуванням впливу відносної потужності агрегатів, температури зовнішнього повітря, температури води на виході з теплообмінників. Для утилізаційних теплообмінників більшості ГПА, в залежності від типу компоновки оребрених труб в пучку, визначені коефіцієнти впливу відносної потужності ГПА, температур зовнішнього повітря і води на виході з теплообмінників на їх теплопродуктивність і аеродинамічний опір.
6. Застосування одного типу утилізаційного теплообмінника для вітчизняних ГПА-10, ГПА-Ц-6,3 і імпортованих агрегатів ГТК-10І фірм “АЕГ КАНІС”, “Нуово Піньоне”, “Кобера-182” підняла на якісно більш високий рівень галузеву уніфікацію теплообмінників, дозволило отримати значну економію коштів, часу на їх розробку, здешевити технологію виготовлення і організувати серійний випуск теплообмінників до вказаних типів ГПА на існуючих виробничих площах.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведене теоретичне узагальнення і вирішення наукової задачі по зменшенню впливу компресорних станцій магістральних трубопроводів на навколишнє середовище, шляхом розробки і впровадження екологічно безпечних та енергозберігаючих систем і обладнання.

Наукові і практичні результати дисертаційної роботи наступні:

1. Основними небезпечними чинниками у зоні дії компресорних станцій, що впливають на природне, виробниче та соціальне середовище є: хімічне забруднення атмосферного повітря шкідливими речовинами; шумове забруднення навколишнього середовища; наявність на КС вибухо- і пожежонебезпечних речовин. За даними ВАТ „Укргазпроект”, щорічно КС в Україні викидається біля 150 тис. тонн шкідливих речовин, причому 76,5 тис. тонн – оксидів вуглецю, 36 тис. тонн – диоксидів і оксидів азоту, 34,5 тис. тонн – природного газу і 3 тис. тонн інших забруднюючих речовин.

2. Вперше запропонована екологічнобезпечна та енергозберігаюча система повітряного опалення компресорного цеху з електроприводними газоперекачуючими агрегатами теплим повітрям розімкненого циклу охолодження електродвигунів, та опалення компресорного цеху газотурбінних ГПА або індивідуального укриття газотурбінного агрегату від одного джерела теплого повітря - утилізаційного теплообмінника, встановленого в вихлопному тракті ГПА.

3. Для забезпечення пожежної безпеки систем повітряного опалення компресорних цехів з СТД-12500 вперше розроблено та досліджено у лабораторних умовах простий у конструктивному

виконанні, надійний у експлуатації сітчастий іскрогасник. Випробування показали повне гасіння іскор після іскрогасника, а його аеродинамічний опір склав не більш ніж 80 Па.

4. Для дослідження технічних характеристик теплообмінників розроблена модифікована математична модель водяного утилізаційного теплообмінника ГПА, універсальна за видом поверхонь нагріву та компоновки труб у пучку з використанням як визначальної величини, умовного геометричного параметру, узагальнених формул тепловіддачі, залежностей коефіцієнтів теплопровідності вуглецевих та нержавіючих сталей від температури. Для створення моделі досліджені та узагальнені у вигляді поліномів залежності термодинамічних, теплофізичних властивостей (питомої ізобарної теплоємності, теплопровідності, динамічної в'язкості, молекулярної маси) продуктів згорання метану з повітрям від коефіцієнту надлишку повітря, їх температури у межах $1 \div 10$ та $0 \div 700^\circ\text{C}$ відповідно.

5. Для імпортних агрегатів ГТК-10І, “Кобера-182”, що експлуатуються на КС України та країн СНД без теплоутилізаційного обладнання, запропонована, розроблена і досліджена з використанням розробленої математичної моделі оптимальна конструкція меншвитратного високоефективного теплообмінника з невеликим аеродинамічним опором до 500 Па з вуглецевої сталі із застосуванням ефективних заходів, що забезпечують його тривалу та надійну експлуатацію.

6. З використанням наукових результатів роботи виконані за завданням виробничих об'єднань робочі проекти: систем повітряного опалення будівель компресорного цеху – з електродвигунами СТД-12500 на КС Ільїнцівська УМГ “Черкаситрансгаз”, КС Південно-Баликська, з газотурбінними агрегатами ГТК-10 на КС Приобська, Самсонівська ТзОВ

“Сургутгазпром”; теплоутилізаційних установок – до ГПА ГТК-10І фірми “АЕГ КАНІС” для впровадження на КС газопроводу “Союз”, до агрегату ГТК-10І фірми “Нуово Піньоне” для впровадження на дожимних КС ТзОВ “Оренбурггазвидобуток”, до ГПА “Кобера-182” фірми Купер Бессемер Роле/Ройс” для впровадження на КС ТзОВ “Сургутгазпром”.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Борисенко К.С. Взрывы в компрессорных установках. -К.: Наукова думка. -1973. -102с.
2. Куцын П.В. Охрана труда на газовом промысле. -М.: Недра. -1982. -250с.
3. Куцын П.В., Гендель Г.А., Бабиев Г.Н. Охрана труда при разработке серосодержащих природных газов. -М.: Недра. -1986. -269с.
4. Панов Г.Е. Охрана труда при разработке нефтяных и газовых месторождений. -М.: Недра. -1982. -202с.
5. Шицкова А.П., Новиков Л.С., Гуревич Л.С. Охрана окружающей среды в нефтеперерабатывающей промышленности. -М.: Химия. -1980. -196с.
6. Терехов А.Л. Борьба с шумом на компрессорных станциях. -Л.: Недра. -1985. -150с.
7. Маршалл В. Основные опасности химических производств. -М.: Мир. -1989. -672с.
8. Раевський В. Охорона навколишнього природного середовища в Україні. -К.: Видавництво Раєвського. -1997. -95с.
9. Любчик Г.Н., Микулин Г.А., Марченко Г.С. и др. Особенности эмиссии NO_x и CO в горелках на базе трубчатых модулей // Энергетика : економіка, технології, екологія. 2001. – № 4. – С. 59 – 63.
10. Любчик Г.Н. Плоткин Д.М. Экологические показатели воздействия энергетических установок на окружающую среду // Пром. теплоэнергетика. – 1992. – № 1-3. – С. 72-78.
11. Любчик Г.М., Кравчук О.Є., Варламов Г.Б. Екологічні аспекти термодинамічного аналізу циклів ГТУ // Наукові вісту НТУУ "КПІ". Сер. теплоенергетики. – 1997. – С. 101 – 106.

12. Гриценко А.И., Аكوпова Г.С. Экологические проблемы и пути их решения // Газовая промышленность. – 1998. - № 8. – С. 83-86.
13. Гриценко А.И., Аكوпова Г.С., Максимов В.М. Экология. Нефть и газ. – М.: Наука, 1997.
14. Шелковский Б.И. Патыченко А.С., Захаров В.П. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций. – М.: Недра, 1991. – 160
15. Седих А.Д. Екологічні проблеми газової промисловості. – М.: Нефть и газ, 1996. – С. 28.
16. Виноградов Е.Д., Захаров Ю.П., Сударев А.В. Экологическая модернизация ГПА на компрессорных станциях Рургаза // газотурбин технологии.
17. Виноградов Е.Д., Захаров Ю.И., Сударев А.В. Экологическая модернизация ГПА на компрессорных станциях Рургаза // Газотурбин. технологии. – 2001. - № 4. – С. 8-13.
18. Карп И.Н., Говдяк Р.М. Калапунь И.М. и др. Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. - № 3. – С. 12-22.
19. Семчук Я.М., Чабанович Л.Б. Оцінка впливу компресорних станцій магистральних газопроводів на навколишнє середовище // Державний міжвідомчий науково-технічний збірник "Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ". Серія : Розробка та експлуатація нафтових і газових родовищ. Випуск 33. – Івано-Франківськ, 1996. – С. 141-145.
20. Кярчес А.А., Петухова Н.Н., Єфімочкін Є.А. Транспорт природного газа: экологические аспекты // Газовая промышленность, № 6, 1999. – С. 71-73.
21. Карп И.Н., Говдяк Р.М., Калапунь И.М. и др. Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов // Экотехнологии и ресурсосбережение . – 2002. - № 3. – С.12-22.

22. Любчик Г.Н., Кравчук О.Є., Варламов Г.Б. Екологічні аспекти термодинамічного аналізу циклів ГТУ // Наукові вісті НТУУ "КПІ". Сер. теплоенергетики. – 1997. – С. 101-106.
23. Любчик Г.Н., Микулин Г.А., Варламов Г.Б. и др. Использование конструктивных особенностей и аэродинамических эффектов насадка Борда при создании малотоксических топливосжигающих модулей // Технол.системы. – 2002. – Вып. 1, № 2(13). – С. 130-133.
24. Любчик Г.Н., Варламов Г.Б., Гордяк Г.Б. и др. Нова технологія створення камер згоряння ГТУ на базі трубчастих модулів // Праці Між нар. Наук. - практик. конф. „Нафта і газ України 2002”, Київ, 2002 р.–К., 2002.–С. – 27-29.
25. Щуровский В.А. Новое поколение ГТУ для магистральных газопроводов // Там же. – 1999. - № 4. – С. 8-13.
26. Сударев А.В. Маев В.А., Веселовский В.А. Газотурбинные камеры сгорания конструкции НЗЛ// Турбо- и компрессоростроение /Под ред В.А. Елисеева. – Л.: Машиностроение, 1970.-228 с. .
27. Бойко А.М., Поляков Г.Н., Отт К.Ф. и др. Реконструкция газоперекачивающих агрегатов ГТК-10 в Тюменском регионе // Природный газ в странах СНГ и Восточной Европы. Прилож. к журн. "Petroleum Economist", "Газовая промышленность", "Gas Word Intern."/ - 1997/ - № 5. – С. 53-54.
28. Leonard G., Correa S.M. NO_x formation in premixed high-pressure lean methane flames // ASME/PD Vol. Singh. S.N. Ed., 1990. - P. 69-79.
29. Забродин Ю.В., Кашапов Р.С., Корнеев В.И. и др. Низкоэмиссионные камеры сгорания ГТУ // Газовая промышленность. – 1999. - № 2. – С.52-65.
30. Іщенко В.О., Костенко Д.А. Енергозберігаючі утилізаційні паротурбінні установки для виробництва електроенергії та теплоти на КС // Нафтова і газова промисловість. – 1999. - № 4. – С. 47-48.
31. Ишутин Н.А., Осередько Ю.С., Юращик И.Л. и др. Цеховые системы воздушного отопления ГПА // Газовая промышленность,- 1987.-№ 1.-С. 21-23.

32. Ишутин Н.А., Милютин В.Н., Трахтенберг А.Е. Воздушное отопление компрессорных цехов с ГПУ-10 // Газовая промышленность, - 1986.-№ 11.- С. 26-27.
33. Крейнин Е.В., Юращик И.Л. Устройства и системы воздушного теплоснабжения объектов газовой промышленности в условиях Крайнего Севера как средство повышения их эксплуатационной надежности. – Обз. инф. сер. Использование газа в народном хозяйстве. – М.: ВНИИЭгазпром, - 1986. – Вып. 8. – 60 с.
34. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника // Балластов А.М., Броднянский В.М., Голубев Б.П. и др. – М.: Энергоатомиздат. – 1983. – С. 552.
35. Стивенс Л.Р. Экономические аспекты утилизации тепла отработавших газов // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1984.- № 5. – С. 62-65.
36. Шелковский Б.И., Патыченко А.С., Захаров В.П. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций. – М.: Недра. – 1991. – 160 с.
37. Мильштейн П.П., Котов А.М., Сухиненко В.Е., Шурыгин В.А. Новый блок маслоохладителей для ГПА-Ц-16 // Газовая промышленность, - 1985. - № 1. – С.22-23.
38. Старостин А.П., Комлык Ю.Ф., Парафейник В.П. и др. Газоперекачивающие агрегаты типа ГПА-Ц-16 с авиационным приводом. Обз. инф. сер. Важнейшие научно-технические проблемы газовой промышленности. – М.: ВНИИЭгазпром, 1984. – Вып. 4. – 50 с.
39. Патыченко О.С., Сахно С.Ф., Серода М.І. Утилізаційні теплообмінники ВВПТрансгазу // Нафтова і газова промисловість. – 1997. - № 6. – С.40-41.
40. Гард М. Газовые турбины с использованием тепла отработавших газов. – Проспект фирмы "АЕГ КАНИС" турбинненфабрик, завода в Эссене. – ФРГ, - 1986.-15 с.
41. Мужиливский П.М., Юращик И.Л. Унификация теплоутилизационного оборудования газотурбинных установок компрессорных станций. – ВНИИЭгазпром, - 1987. – Вып. .: – 51 с.

42. Воробьев О.Б., Гоначаров О.И., Авдушева Л.П. Топливосберегающее теплообменное оборудование традиционного типа. – Матеріали науково-практичної конференції "Нафта і газ України". – Том 2. – Львів: УНГА, - 1995. – с. 170-173.
43. Эльтерман В.Н. Охрана воздушной среды на химических и нефтехимических предприятиях.-М: Химия, 1985. - 159 с.
44. Едигарова А.С., Сулейманов В.А. Математическое моделирование аварийного истечения и рассеивания природного газа при разрыве газопровода // Математическое моделирование, 1995. – т. 7. - № 4, с. 37-52.
45. Колмогоров А.Н. Локальна структура турбулентности в несжимаемой жидкости при очень больших числах Рейнольдса // Доклады АН СССР, 1941, том. 30, № 4. – С. 299-303.
46. Prandtl L., Weierhard K. Ube ein neues Formelsystem fur die ausgebildete Tubullenz // Nach.Akad. Wiss. Gottingen Math. – Phis. Kl., 1945, s. 103-123/
47. Bloom S.G. A mathematical model for reactive, negatively buoyant atmospheric plumes // Heavy Gas and Risc Assessment, Germany, 1980, p. 103-123.
48. Нещерет П.А. Капустин Е.А., Шлик О.Э. К расчету течения в основном участке сверхзвуковой струи с учетом влияния торца сопла // ИМТФ, 1984, № 5, с. 81-85.
49. Ленцов И.А., Серебряков В.А. Исследование и расчет геометрических характеристик сверхзвукового участка нетурбулизированных газовых струй // Сб. научных трудов "Газовая динамика и акустика струйных течений", Новосибирск, 1987, с. 38-42.
50. Едигаров А.С. Метод расчета зоны поражения при аварийных выбросах токсичного газа // Российский химический журнал, 1995, т. 39, № 2, с. 94-100.
51. Аверин Л., Кондрашков Ю., Шевяков Г. "Исследование процесса перемешивания на участке взаимодействия струи с поперечным сносящим потоком". – Инженерно-физический журнал, 1985, № 5, с. 751-756.

52. Атмосферная турбулентность и моделирование распространения примесей. Л.: Гидрометеиздат, 1985, (перевод с англ.), с.351.
53. Мороз А.С. Ковальова А.Г. Фізична та колоїдна хімія. Львів: "Світ", 1994. – С.280.
54. Сафонов В.С., Одишария Г.Е., Швирияев Теория и практика анализа риска в газовой промышленности // Москва.- 1996.- С. 207.
55. Taylor C.I. – Proc. Lond. Math., 1922, Ser. 2, v.20, p. 13-18.
56. Берлянд Н.Е. Современные проблемы атмосферной диффузии и загрязнения атмосферы – Л: Гидрометеиздат, 1975 – 448 с.
57. Recommended Guide for prediction of the dispersion of airborne effluent (sec. ed.). New York, 180 p. The American Society of Mechanical Engineers, 1973, № 4.
58. Белов П.С. "Временная методика расчета газовых выбросов наземных источников на объектах газовой промышленности" М., РАО "ГАЗПРОМ", 1987, 42 с.
59. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий ОНД-86 –Л: Гидрометеиздат.-1987- 92 с.
60. Методические указания по расчету выбросов загрязняющих веществ при сжигании топлива в котлах производительностью до 30 т/ч. – М: Московское отделение Гидрометеиздата.- 1985. – 15 с.
61. Технологический регламент на проектирование компрессорных станций. – М.: РАО "Газпром".- 1994. – 130 с..
62. Макар Р.М., Шелковский Б.І., Лінчевський М.П., Чабанович Л.Б., Горленко В.О. Ефективне повітряне опалення промислових будівель компресорних станцій газопроводів // Нафтова і газова промисловість. – 1997. - № 3. – С. 32-35.
63. Ключах І.Т., Лінчевський М., Чабанович Л.Б., Горленко В.О., Шелковський Б.І., Шерехора С.Т. Енергозберігаючі системи повітряного

опалення будівель та укриттів газоперекачуючих агрегатів // Матеріали науково-практичної конференції. Том третій-Харків, 1996. с. 145-146.

64. Чабанович Л.Б., Шелковський Б.И. Энергосберегающие системы воздушного отопления компрессорных цехов и индивидуальных укритий электроприводных и газотурбинных ГПА // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. №3. –С. 12-17.
65. Макар Р.М., Калапунь І.М., Шелковський Б.І., Дикий М.О., Чабанович Л.Б. Шляхи удосконалення газозабезпечення України // Матеріали 1-й Междунар. конф. по управлению использованием энергии. -Киев. -1995. -С.37-40.
66. Макар Р.М., Калапунь І.М., Шелковський Б.І., Дикий М.О., Чабанович Л.Б. Шляхи удосконалення газозабезпечення України // Матеріали 1-й Междунар. конф. по управлению использованием энергии. -Киев. -1995. -С.37-40.
67. Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І. Энергобережения у газовой промышленности // Збірник наукових праць. Матеріали 5-ої Міжнар. Конф. “Нафта-Газ України - 98”. -Том.1.-Полтава: УНГА. -1998. -С.306.
68. Говдяк Р.М., Калапунь І.М., Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І. Энергобережения в трубопроводном транспорте природного газа Украины // Збірник матеріалів III Міжнародної науково-практичної конференції. - Львів: Вид. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. -2001. -С.40-42.
69. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. -Госстрой СССР. -М.: АПП ЦИТП, -1992. -64с.
70. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. -М.: Машиностроение, -1975. -361с.
71. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. -Госстрой СССР. -М.: Стройиздат, 1983. -137с.
72. Отопление и вентиляция. Каменев П.Н., Сканава А.Н., Богословский В.Н. и др. Учебник для вузов в 2-х частях. -Часть 1. Отопление. -М.: Стройиздат, -1975. -486с.

73. Инструкция по строительному проектированию предприятий, зданий и сооружений нефтяной и газовой промышленности. -СН 433-79. -Госстрой СССР. -М.: Стройиздат, 1980. -79с.
74. Кендал М, Стьюарт А. Многомерный статистический анализ и временные ряды: Пер. с англ. -М.: Наука, -1976. -736с.
75. Шеффе Г. Дисперсионный анализ: Пер. с англ. -М.: Наука, -1980. -512с.
76. Ермаков С.М., Михайлов Т.А. Статистическое моделирование. -М.: Наука, -1982. -296с.
77. Баратов А.М., Иванов Е.Н., Корольченко А.Я. Пожарная безопасность. Взрывобезопасность. Справочник. -М.: Химия. -1987. -272с.
78. ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования. -Взамен ГОСТ 12.1.004-85. Введен 01.07.92. -М.: Издательство стандартов. -1992. -78с.
79. ГОСТ 12.1.010-76*. Взрывобезопасность. Введен 01.01.78. -М.: Издательство стандартов. -1983. -7с.
80. СНиП 2.09.02-85* Производственные здания. -Минстрой России. -М.: ГП ЦПП. -1995. -16с.
81. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). 6-е издание. -М.: Энергоатомиздат. -1985. -640с.
82. Семчук Я.М., Чабанович Л.Б. Пожежо-вибухова небезпека при експлуатації компресорних станцій магістральних газопроводів // Державний міжвідомчий науково-технічний збірник „Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Випуск 33 – Івано-Франківськ, 1996. – С. 145-149.
83. Дубовкин М.Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания. -М-Л.: Госэнергоиздат. -1962. -288с.
84. Алексеев М.В. Основы пожарной безопасности. -М.: Высшая школа. -1971. -248с.

85. Пожарная опасность веществ и материалов, применяемых в химической промышленности: Справочник под ред. И.В.Рябова. -М.: Химия. -1970. -336с.
86. Розювский А.И. Взрывобезопасность парогазовых систем в технологических процессах. -М.: Химия. -1973. -12с.
87. Ткачук К.Н., Глушко П.Я., Сабарко Р.В. Безопасность труда в промышленности. -К.: Техника. -1982. -231с.
88. Манахов В.Т. Методы исследования пожарной опасности веществ. - М.: Химия. -1979. -42с.
89. Макар Р.М., Шелковский Б.И., Чабанович Л.Б., Дикий Н.А., Романов В.И. Повышение эффективности работы газотурбинных ГПА // Газовая промышленность -1997. -№6. -С40-43.
90. Патент 23332А Україна. МКИ 6F02С6/18, F02В43/02. Установка когенерації енергії і води /Р.М.Макар, І.М.Калапунь, М.О.Дикий, Л.Б.Чабанович, Б.І.Шелковський, Б.Д.Сезоненко, В.Т.Занюк. (Україна). Заявл 12.05.96; Опубл. 31.08.98, Бюл.№4. -2с.
91. Макар Р.М., Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І., Дикий М.О. Повышение эффективности работы газоперекачивающих агрегатов // Материалы докладов X Всероссийской межвузовской научно-технической конференции „Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели”. М.: Изд.ГПНТБ.-1996. - С. 12-13.
92. Говдяк Р.М., Калапунь І.М., Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І. Сучасний метод створення утилізаційних парогазових установок для виробництва різних видів енергій на компресорних станціях магістральних газопроводів // Матеріали 7-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України 2002”, том 2. – К: 2002. - С.170-173.
93. Говдяк Р.М., Калапунь І.М., Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І., Бендяк В.І., Чабанович Р.Б. Виробництво електроенергії в утилізаційних парогазових установках на компресорних станціях магістральних

- газопроводів України // Матеріали 7-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України 2002”, том 2. – К: 2002. - С.170-173.
- 94.Макар Р., Шелковський Б., Чабанович Л., Сезоненко Б., Нікітін В. Ефективна установка когене-рації енергії і води // Матеріали 2-й междунар. конф. по управлению использованием энергии. -Киев: Изд. ин-та энергосбережения и энергоменеджмента НТУУ “КПИ”. -1997. -С.3-39.
- 95.Говдяк Р.М., Калапунь І.М., Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І., Сезоненко Б.Д., Сизоненко А.Б. Ефективне використання природного газу в теплоенергетичних установках з контактним тепло масообміном // Збірник наукових праць. Матеріали 6-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України 2000”, том 3. – Івано-Франківськ: Факел - 2000. - С.9-10.
96. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Внедрение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования, - К.: Наукова Думка, -1985. -232с.
- 97.Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. -М: Машиностроение, -1989. -368с.
98. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников. -К.: Наукова Думка, -1979. -353с.
99. Каневец Г.Е., Клименко А.П., Фатеева Л.А. и др. Проектирование и оптимизация теплообменных аппаратов на ЭЦВМ. Ч.2. Расчет оптимальных воздухоохладителей. -К.: Институт кибернетики АН УССР, -1979. -178с.
- 100.Коваленко Л.М., Шуляк С.И. Оптимизация расчетов и выбора теплообменников при турбулентном режиме течения сред с использованием ЭВМ. -В кн.: Математическое моделирование процессов теплообмена и оптимизации теплообменного оборудования. Сб.научн.тр. -К.: Наукова Думка, -1979. С.28-31.

101. Левенталь Г.Б., Попырин Л.С. Оптимизация энергетических установок. -М.: Энергия, -1970. -353с.
102. Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.В. Теплообменная аппаратура химических производств. -Л.: Химия, -1976. -368с.
103. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. -М.: Энергия, -1979. -416с.
104. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. Учебное пособие для машиностроительных вузов и факультетов. -М.: Высшая школа. -1970. -370с.
105. Синярев Г.Б., Трусов Б.Г., Слынько Л.Е. Универсальная программа для определения состава многократных рабочих тел и расчета некоторых тепловых процессов // Тр. Московского высшего технического училища им.Баумана. -1973. -№159. -С. 308-316.
106. Аэродинамический расчет котельных установок. Нормативный метод // Под ред. С.И.Мовчана. 3-е изд. -Л.: Энергия, -1977. -256с.
107. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб. -Л.: Машиностроение, -1982. -189с.
108. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод /Под ред. Н.В.Кузнецова и др. -М.: Энергия, -1973. -296с.
109. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. -М.: Энергоатомиздат, -1990. -367с.
110. Гидравлический расчет котельных агрегатов. Нормативный метод // Под ред. В.А.Локшина и др. М.: Энергия, -1978. - 256с.
111. Чабанович Л.Б. Эффективная теплоутилизационная установка для импортных гозоперекачивающих агрегатов // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. №4. –С. 9-11.
112. Чабанович Л.Б., Шелковський Б.І. Енергозбереження у газовій промисловості // Проблеми економії енергії: Вісник Державного

- університету „Львівська політехніка”. – спеціальний випуск. – Львів: вид. Держ. Ун-ту „Львівська політехніка”. -1998. –С. 10-13.
113. Макар Р.М., Клюкач І.І., Лінчевський М.П., Чабанович Л.Б. та ін. Енергозбереження - основа перспективного розвитку нафтогазового комплексу України//Нафтова і галузева промисловість.-1995,-№4.-С.3-6.
114. Макар Р.М., Клюкач И.И., Линческий М.П., Чабанович Л.Б. и др. Состояние и проблемы энергосбережения на объектах транспорта газа в Украине // Газовая промышленность. -1995. -№ 9. –С. 24-27.
115. Радчик И.И., Чмырь И.И., Фаттахов В.Н. Опыт освоения импортных газоперекачивающих агрегатов “Центавр”, ГТК-10И, ГТК-25И на компрессорных станциях Мингазпрома. -Обз. Инф. Сер. Транспорт и хранение газа. -М: ВНИИЭгазпром, -1979. -Вып. 8. -52с.
116. О составе затрат и единых нормах амортизационных отчислений. М.: Финансы и статистика. -1994. -224с.

Додаток А

УРСР
 МИНИСТЕРСТВО
 ВНУТРЕННИХ СПРАВ
 УССР
 МИНИСТЕРСТВО
 ВНУТРЕННИХ ДЕЛ
 Управление пожарной охраны
 (управление, отдел)

Директору института
 "Совгазпроект"

тов. Махяру Р.М.

252655, г. Киев-50, ГСП,
 ул. Артема, 77

252014, г. Киев-24, ул. Богомольца, 10

№ 05.87г. № 3/81 528

№ 08-3/2145 от 10.04.87г.

Рассмотрев представленные схемы по совершенствованию системы воздушного отопления индивидуальных укрытий газоперекачивающих агрегатов и зданий компрессорных цехов КС газопроводов, в части соответствия требованиям пожарной безопасности, УПО МВД УССР не возражает против их применения в системах отопления.

Зам. начальника Управления



С. А. Грипас

Додаток Б

МИНИСТЕРСТВО
 ВНУТРЕННИХ ДЕЛ СССР
 Главное управление

пожарной охраны

г. Москва

26.09.87 № 7/4/1939

№ СК - 938 от 01.09.83

Заместителю Министра
 газовой промышленности СССР

т. Кашпирову С.С.

117939, Москва

О рассмотрении схем
 воздушного отопления

Рассмотрев Ваше письмо, Главное управление пожарной охраны МВД СССР считает, что разработанная институтом "Совгазпроект" схема воздушного отопления компрессорных цехов, укрытий, электроприводных газоперекачивающих агрегатов (ЭПА), может быть использована в проектах при условии разработки мероприятий, исключающих возможность перетекания горючих газов из помещения магнетателю во внутреннюю полость электродвигателя при остановке агрегата или другой аварийной ситуации (установка герметичных обратных клапанов и т.п.), а также освоения выпуска используемого в схеме дополнительного оборудования (огнепреградители, огнезадерживающие, обратные клапаны и др.).

Заместитель начальника



Н. Ф. Клыстач

Додаток В

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
Член Правління
АО “Укргазпром”
В.М.Сна
” квітня 1998р.

ДОВІДКА ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

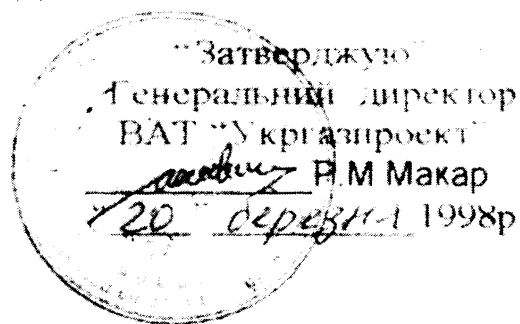
Система повітряного опалення компресорного цеху теплим повітрям розімкненого контуру охолодження електродвигуна, що розроблена при участі співробітника ВАТ “Укргазпроект” Чабановича Л.Б., впроваджується на КС “Ільїнцевська” магістрального газопроводу “Прогрес”

Начальник управління по
експлуатації та реконструкції КС



В.Г.Соліяник

Додаток Д



**Розрахунок
економічної ефективності від впровад-
ження системи повітряного опалення
компресорного цеху КС Ільїнцовська
газопроводу "Прогрес" теплим повіт-
рям розімкнутого циклу охолодження
електродвигунів СТД-12500**

Розрахунок виконав

Заступник Генерального
директора ВАТ "Укргазпроект"

A handwritten signature in black ink, appearing to be "Л.Б. Чабанович".

Чабанович Л.Б.

1.1. Загальні відомості

Система повітряного опалення будівлі компресорного цеху теплим повітрям розімкнутого циклу охолодження електродвигунів СТД-12500, яка розглядається в цьому розрахунку, за змістом є традиційною модернізацією системи комбінованого водяного и повітряного опалення компресорного цеху, що експлуатується АТ “Укргазпром” на КС Ільїнцовська магістрального газопроводу “Прогрес”.

Як правило, теплопостачання галереї нагнітачів компресорного цеху з ЕГПА-235 виконується частково водяним опаленням, а також за допомогою повітряних калориферів, а підігрів повітря здійснюється гарячою водою від опалювальної котельні, що працює на природному газі. Опалення машинного залу забезпечується водяним опаленням. При впровадженні нової, модернізованої системи окрім постійно працюючого в опалювальний період чергового водяного опалення для повітряного теплопостачання машинного залу і галереї нагнітачів, використовують тепле повітря розімкнутого циклу охолодження електродвигунів. При цьому досягається значна економія теплоти і природньо, природного газу.

1.2. Вихідні дані для розрахунку

Розрахунок економічної ефективності виконаний на час початку впровадження нової системи опалення у цінах 1989 р. Вартість природного газу на власні потреби КС Ільїнцовська при продажі його ДП “Мострансгаз” підприємству “Черкаситрансгаз” прийнята у розрахунку рівною 16 руб за 1000 м^3 газу.

Нормований коефіцієнт ефективності капітальних вкладень прийнятий $E_a = 0,15$.

Середній відсоток амортизаційних відрахувань прийнятий $Z_a = 10\%$ згідно [1].

Інші витрати, до вмісту яких входять витрати на поточний ремонт, приймаємо у розмірі 10% від всіх витрат.

1.3. База для порівняння

За базу при порівнянні прийнята традиційна система водяного та повітряного теплопостачання, яка експлуатується на КС Ільїнцівська газопроводу “ Прогрес”.

Компресорний цех має 7 електроприводних газоперекачуючих агрегатів з електродвигунами СТД-12500, які працюють за технологічною схемою “5+2” (п'ять агрегатів працюючих, один у резерві і один у ремонті).

Теплопродуктивність нової системи повітряного опалення за рахунок теплового повітря разімкненого циклу охолодження 5-и постійно працюючих електродвигунів складає:

$$Q = L \cdot \gamma_{\text{п}} \cdot c_{\text{р}} \cdot (t_{\text{п}}^{\text{п}} - t_{\text{п}}), \quad \text{КДж/т},$$

де L - витрата теплового повітря з 5-и агрегатів, м³/т;

$\gamma_{\text{п}}$ - густина повітря, кг/м³;

$c_{\text{р}}$ - питома ізобарна теплоємність, КДж / кг.град;

$t_{\text{п}}^{\text{п}}$ - температура теплового повітря від електродвигунів, °С;

$t_{\text{п}}$ - нормована температура повітря всередині приміщення, °С.

$$Q = 50000 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 18 = 1080000 \quad \text{КДж/т}.$$

1.4. Розрахунок техніко-економічних показників варіантів, що порівнюються

Економічний ефект визначаємо за формулою:

$$E = Z_1 - Z_2,$$

де E - економічний ефект;

Z_1, Z_2 - річні витрати у базовому та модернізованому варіантах опалення

$$Z_{1,2} = C_{1,2} + E_n \cdot K_{1,2}$$

де C_1, C_2 - собівартість або експлуатаційні витрати у базовому та модернізованому варіантах відповідно;

E_n - нормований коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

K_1, K_2 - капітальні вкладення у базовому та модернізованому варіантах відповідно.

Додаткові капітальні вкладення для модернізації системи опалення компресорного цеху КС Ільїнцівська згідно кошторису складають 2520 руб.

Експлуатаційні витрати по системі повітряного опалення в загальному виді запишемо таким чином:

$$C = Z_a + Z_r,$$

де Z_a - амортизаційні відрахування;

Z_r - вартість газу.

Витрати на електроенергію по варіантах, що порівнюються, однакові, тому при проведенні розрахунку економічний ефект від цього не враховується.

Таким чином, при впровадженні нової системи повітряного опалення заощаджується 10800 кДж/т тепла, яке раніше надходило до системи опалення компресорного цеху з гарячою водою від газової опалювальної котельні.

Річні витрати природного газу, який спалюється у котельній, складають:

$$V_r = \frac{Q \cdot \tau \cdot 24}{\eta \cdot Q_n^p} \cdot 10^{-3}, \text{ тис. м}^3,$$

де τ - тривалість опалювального сезону, доб.;

η - ККД котельні;

Q_H^P - низша теплотворна спроможність природного газу,
КДж/м³;

$$V_G = \left(\frac{216000 \cdot 189 \cdot 24}{0,8 \cdot 33512} \right) \cdot 10^{-3} = 182,7 \text{ тис. м}^3.$$

При впровадженні нової системи повітряного опалення заощадження газу складає 182,7 тис. м³ в рік.

Вартість газу при цьому складає:

$$Z_G = 182,7 \cdot 16 = 1923 \text{ руб.}$$

Результати розрахунку річних витрат на систему повітряного опалення компресорного цеху за новим та базовим варіантах зведені до табл. 1.

Таблиця 1. - Результати розрахунку

№№	Стаття витрат	Розмірність	Назва варіантів	
			базовий	впровадж.
1.	Капіталовкладення	тис.руб	-	2,52
2.	Нормативний прибуток	-"-	-	0,378
3.	Амортизаційні відрахування	-"-	-	0,252
4.	Витрати на природний газ	-"-	2,923	-
5.	Інші витрати	-"-	0,292	0,063
6.	Рокові витрати	-"-	3,215	0,693
7.	Економічний ефект за рік	-"-	-	2,522

Таким чином, річний економічний ефект за рік від використання модернізованою системою повітряного опалення компресорного цеху КС Ільїнцовська складає 2522 руб.

Таким чином, експлуатаційні витрати на КС Ільїнцовська скорочуються на 78%.

Додаток Е

(предприятие, организация, учреждение)

Таблицы № 1-4
Таблицы № 5-8

А К Т

об использовании предложения

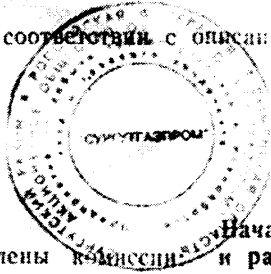
198 г.

Регистрационный номер рационализаторского предложения или авторского свидетельства

Перепуск теплого воздуха из машинного зала в галерею магнетителей КС - 4,5,6 с целью обогрева , разработки "Союзгазпроект" Чабановичем Любомиром Богдановичем.

использовано с «.....» ноября 1986 г. КС-4 "Приобская" , КС-5 "Южно-Балыкская" , КС-6 "Самсоновская" .

в соответствии с описанием рационализаторского предложения или с формулой изобретения



Руководитель предприятия, организации, учреждения (начальник цеха)

[Handwritten signature]

Члены комиссии: Начальник отдела по изобретательству и рационализации (начальник патентного отдела или уполномоченный по рационализации и изобретательству)

[Handwritten signatures]

С началом использования предложения (ознакомлен(ы))

«.....» 198 г.

Автор (соавторы)

(подпись)