

622.691.4
Д,64
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

ДОЛІШНИЙ БОГДАН ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 622.691.4.052.012

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ
ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ**

Спеціальність 05.15.13 – Нафтогазопроводи, бази та сховища

Автореферат

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

Івано-Франківськ – 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор

Козак Федір Васильович,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Грудз Володимир Ярославович,

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри спорудження та ремонту газонафтопроводів і газонафтозсховищ

кандидат технічних наук

Соляник Володимир Григорович,

начальник управління експлуатації та реконструкції компресорних станцій ДК "Укртрансгаз" НАК "Нафтогаз України", м. Київ



Провідна у
природних

ДіГаз)

Захист відб
ної ради Д
ситеті нафт

ізованої вче
ому універ
опатська, 15.

З дисертац
ківського н
м. Івано-Фр

вано-Фран
рескою: 76019,

Авторефер

Вчений сек
спеціалізов
канд. техн.



ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Огляд літературних джерел стосовно вивчення аспектів функціонування поршневих газоперекачувальних агрегатів (ГПА) показує, що не дивлячись на їх широке застосування в газовій та нафтовій галузях, питання утилізації відпрацьованих газів (ВГ) вивчено недостатньо. Відомі дослідження зводяться в більшості до вивчення теплообміну стабілізованих газових потоків у відхідних трактах стаціонарних теплосилових установок, а також спеціальних суднових котлах утилізаторах. У вказаних роботах зовсім не досліджувався вплив пульсацій на теплообмін, які, згідно з результатами фундаментальних досліджень, можуть інтенсифікувати теплообмін. Враховуючи, що ефективність функціонування поршневих ГПА, які експлуатуються в газовій і нафтовій галузях України, є невеликою (менше 30%), питання максимальної утилізації теплоти ВГ є безумовно актуальним. Успішне вирішення цієї задачі не тільки підвищить ефективність використання теплоти моторного палива, але й зменшить теплове забруднення довкілля.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами підтверджує її актуальність. Дисертаційна робота виконувалася у відповідності:

- з державною бюджетною науковою темою: "Наукові розробки нових технологій транспортування, зберігання та розподілу нафти і газу з метою ресурсоенергозбереження" (1998 – 2000 рр.). Замовник – Міністерство освіти України. Тема виконувалася у рамках міжвузівської програми "Нафта і газ України" № держ. реєстрації 0198U005836;

- з кафедральною (кафедра "Нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки") державною бюджетною науковою темою "Підвищення ефективності теплосилових установок і транспортних машин" (1989 – 2002 рр.), затвердженою Науковою радою Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу 27.10.1996, протокол № 2.

Всі вище вказані роботи виконувалися за безпосередньою участю автора, в тому числі як відповідального виконавця.

Мета роботи полягає в дослідженні та розробці наукових основ і технічних засобів підвищення ефективності утилізації теплоти ВГ газомотокомпресорів (ГМК).

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- провести аналіз існуючого стану утилізації теплоти ВГ ГМК;
- розробити експериментальну установку, методику досліджень та метрологічне забезпечення для дослідження амплітудно-частотних характеристик течії ВГ та впливу цих пульсацій на тепловіддачу;
- експериментально дослідити закономірності зміни амплітудно-частотних характеристик пульсуючої течії в залежності від режиму роботи

an 714 - an 715

двигуна та вплив цих характеристик на тепловіддачу і отримати апроксимаційне рівняння тепловіддачі пульсуючого газового потоку як наукової основи проектування утилізаційних установок ГМК;

– практично реалізувати теплообмінний пристрій для утилізації теплоти пульсуючої течії ВГ ГМК.

Об'єктом дослідження є процес конвективного теплообміну між пульсуючою течією газу та металевою поверхнею, що контактує із зазначеною течією, який є визначальним фактором ефективності утилізації теплоти ВГ ГМК.

Предметом дослідження є амплітуда і частота пульсуючої течії ВГ, зміна температури зазначеної течії вздовж осі циліндричної поверхні теплообміну та рушійна сила процесу конвективного теплообміну між течією ВГ і вказаною поверхнею, локальний та середній коефіцієнти тепловіддачі, ефективність утилізації теплоти течії ВГ ГМК.

Методи дослідження. Теоретичні – дослідження впливу амплітуди і частоти пульсацій тиску та температури течії газів на конвективний теплообмін – здійснені на базі системи диференціальних рівнянь, які описують зазначене явище. Експериментальні – дослідження впливу амплітуди і частоти пульсацій тиску і температури течії газів на конвективний теплообмін – здійснені за допомогою розробленого нестандартного апаратурного забезпечення. Результати експериментів узагальнені на базі теорії подібності.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що:

– вперше, за допомогою розробленого технічного забезпечення, записані пульсації течії ВГ ГМК та двоциліндрового дизельного двигуна з оцінкою похибок вимірювань, визначені та класифіковані основні характеристики зазначених пульсацій;

– отримані експериментальні апроксимаційні залежності амплітуд пульсацій тиску і температури ВГ дизеля від частоти обертання колінчастого вала і режиму навантаженості двигуна, які дозволили кількісно оцінити вплив амплітуди і частоти пульсацій тиску і температури течії ВГ на інтенсивність тепловіддачі;

– експериментально доведена та кількісно оцінена інтенсифікація тепловіддачі від пульсуючої течії ВГ до циліндричної металевої поверхні в залежності від амплітуди і частоти пульсацій тиску і температури течії, отримано критеріальне рівняння для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі, що відкриває нові шляхи підвищення ефективності використання теплоти ВГ ГМК;

– визначені константи критеріального рівняння тепловіддачі течії ВГ на основі принципу Лежандра за умови проведення експерименту з одночасною зміною всіх впливових факторів.

Практичне значення одержаних результатів полягає:

- у розробці методики та створенні установки з технічним забезпеченням для експериментального дослідження тепловіддачі пульсуючої течії ВГ;
- у доведенні необхідності врахування впливу амплітуди і частоти пульсацій тиску і температури течії ВГ при визначенні значень коефіцієнта тепловіддачі для розрахунку і проектування теплообмінників(ТО)-утилізаторів;
- в удосконаленні конструкції газовідвідного тракту, яка зводиться до застосування спеціального обладнання – інерційно-відцентрового фільтра, який підвищує термін експлуатації утилізаційного ТО за рахунок зменшення забруднення поверхні теплообміну. Практична цінність роботи підтверджена актом промислового впровадження установки для утилізації теплоти течії ВГ ГМК в умовах Долинського газопереробного заводу (ГПЗ). Окрім досягнутого енергозбереження, зменшено теплове забруднення довкілля.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Особисто автором:

- одержані узагальнені аналітичні залежності між амплітудою пульсацій тиску і температури ВГ дизеля та частотою обертання колінчастого вала, і режимом навантаженості двигуна [3];
- запропонована конструкція швидкодіючого малоінерційного корозійно-агресивностійкого вольфрамового первинного перетворювача температури [10];
- експериментально встановлені динамічні властивості первинних перетворювачів тиску та температури, і здійснено метрологічний аналіз похибок вимірювання амплітуд пульсацій тиску, температури і їх частот [2,5];
- запропонована конструкція інерційно-відцентрового фільтра, який захищено авторським свідоцтвом СРСР № 1530221 [7];
- експериментально обґрунтована наявність інтенсифікації тепловіддачі пульсуючої течії ВГ та її залежність від амплітуди і частоти [4];
- отримано узагальнене критеріальне рівняння тепловіддачі пульсуючої течії ВГ двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) [6].

У співавторстві проведено виготовлення експериментального стенда [1,12], експериментальні дослідження по вимірюванню амплітуди пульсацій тиску і температури ВГ [6,11], виготовлення та конструктивну реалізацію швидкодіючого малоінерційного термоперетворювача [10], дослідження промислової утилізаційної установки в умовах Долинського ГПЗ [8,9].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи були оприлюднені на 1-й Міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми економії енергії” (м. Львів, 1998 р.), на 2-й Міжнародній спеціалізованій виставці “Енергоощадність-98” (м. Львів, 1998 р.), на науково-практичному семінарі “Проблеми енергозбереження Прикарпаття” (м. Івано-Франківськ, 1998 р.), на науково-технічних конференціях професорсько-

викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу 1985 – 1993, 1995, 1996, 2000 – 2002 рр., на 6-й Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України – 2000” (м. Івано-Франківськ, 2000 р.), а також доповідались і обговорювались на наукових семінарах кафедри “Нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки” протягом 1998 – 2002 рр.

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи повністю висвітлені у 12 друкованих працях автора, серед яких 6 статей, які опубліковані у фахових виданнях – “Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ”, “Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу”, “Методи та прилади контролю якості”, серед яких 2 є одноосібні, одне авторське свідцтво на винахід, 5 тез доповідей на науково-технічних конференціях і семінарах.

Структура та об’єм публікації. Дисертаційна робота складається із вступу, 4-ох розділів, основних висновків і рекомендацій та включає 134 аркуші тексту, 48 рисунків та 6 таблиць на 30 аркушах і 1 додаток. Перелік видань охоплює 146 найменувань вітчизняних та зарубіжних авторів на 11 аркушах.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі аргументована актуальність теми дисертації, сформувані мета і основні задачі досліджень та висвітлено наукове новизну і практичну цінність роботи. Проблема енергозбереження є актуальною для більшості галузей господарства України і гострота її посилюється поступовою вичерпністю видобувного енергетичного палива. У зв’язку з цим постає задача раціонального використання енергетичних ресурсів, у тому числі теплової енергії ВГ ГМК. За даними ДК “Укргазвидобування”, ВАТ “Укрнафта” та ДК “Укртрансгаз” станом на 1.09.2002 налічувалося 253 шт. ГМК, тепловий потік яких викинутий в довкілля з ВГ складає в середньому 520 МВт.

У *першому розділі* наведено аналіз стану утилізації теплоти ВГ, проаналізовано пристрої утилізації теплоти, методи і пристрої очистки ВГ від продуктів неповного згорання палива та масла. Наведено аналіз засобів контролю параметрів течії ВГ, зокрема – пристроїв вимірювання тиску ВГ та температури.

Тепло, що виділяється при згоранні палива в поршневому двигуні, тільки частково перетворюється в корисну роботу, більшу його частину складають втрати. За тепловим балансом в газових двигунах, в тому числі в ГМК, викидається в довкілля з ВГ (35 – 45)% теплоти згорання палива, а в дизелях – (30 – 35)%. Дане тепло має високий температурний потенціал і може бути утилізоване. Мінімальною температурою ВГ при утилізації їх теплоти є температура точки роси за вологою.

Відомі дослідження пульсуючих потоків, які мають місце у технологічному обладнанні з циклічним характером роботи. Значний вклад у вивчення даного питання внесли вчені А.А. Аганін, Б.М. Галіцейський, Ю.А. Рижов, Е.В. Януш, І.М. Федоткін, А.С. Заєц. На практиці в утилізаційних установках найчастіше застосовують наступні типи теплообмінників: "труба в трубі"; кожухотрубчасті; пластинчасті; з ребристими трубами (повітроохолоджувальні); пластинчасто-ребристі (матричні); з допоміжними механічними засобами. Але при розрахунку ТО-утилізаторів використовуються відомі критеріальні рівняння тепловіддачі непульсуючих потоків, тобто впливом пульсацій течії ВГ на тепловіддачу нехтують. В результаті розміри ТО визначалися наближено із надлишком у 10 – 20%. Продукти згорання твердого, рідкого та газоподібного палив призводять до забруднення поверхонь теплообміну утилізаційних ТО і, особливо, течією ВГ ГМК як двохтактного двигуна. Відкладення твердих мікрочастинок компонентів ВГ на поверхнях зменшують коефіцієнт теплопередачі в силу їхнього малого коефіцієнта теплопровідності, а в окремих конструкціях ТО, при значних нашаруваннях, можуть призвести до надмірного зростання гідравлічного опору. До того ж, що стосується ГМК, проблема зменшення забруднення поверхні тепловіддачі ТО залишається недостатньо вивченою.

У *другому розділі* наведені методика та апаратне забезпечення експериментальних досліджень тепловіддачі пульсуючого потоку ВГ.

Система диференціальних рівнянь, яка складається з рівнянь руху, неперервності та енергії ньютонівського стисливого в'язкого середовища, в загальному вигляді існуючими математичними методами не розв'язується. Тому дані експерименту обробляли в критеріальному вигляді

$$Nu_0 = b_0 Re_{of}^y \left(\frac{\Delta T}{T_0} \right) \left(\frac{\Delta p}{p_0} \right)^z \left(\frac{v}{v_0} \right)^u. \quad (1)$$

де $Nu_0 = \alpha \cdot d / \lambda$ – критерій Нуссельта; $Re_{of} = w_{of} \cdot d \cdot \rho / \mu$ – критерій Рейнольдса; T, p – абсолютні температура і тиск течії відповідно, v – частота пульсацій течії; b_0, y, z, u – дослідні коефіцієнти, які підлягали визначенню; α – коефіцієнт тепловіддачі; d – внутрішній діаметр труби ТО; λ – коефіцієнт теплопередачі; w – швидкість руху ВГ; ρ – густина ВГ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості. Індекс "f" означає, що параметри усереднені по перерізу каналу, в якому рухається пульсуючий потік, індекс "0" – усереднені в часі величини, індекс "A" – пульсаційне значення величини. Для встановлення функціональної залежності між критеріями і параметрами рівняння (1) були проведені експериментальні дослідження на установці, принципова схема якої подана на рис.1. До її складу входять: дизельний двигун 47, компресор 8, в якості навантажувальної пристрою і ТО типу "труба в трубі", загальна довжина внутрішньої труби якого складає

2500 мм, замірна (робоча) частина – 1650 мм. Внутрішній діаметр внутрішньої труби ТО – 26 мм при товщині стінки 2,5 мм; матеріал труби – мідь. Внутрішній діаметр зовнішньої труби ТО – 96 мм.

Діапазон зміни частоти обертання колінчастого вала двоциліндрового дизельного двигуна типу Д21А номінальною потужністю 18 кВт, який навантажувався поршневим компресором, при проведенні дослідів, склав від 600 до 1600 хв⁻¹ з кроком 100 хв⁻¹. Вибір такого чотирьохтактного дизеля зумовлений тим, що частотні характеристики течії ВГ (5 – 15)Гц перекривають такі ж характеристики течії ВГ ГМК (8 – 10)Гц. При цьому двигун працював як без навантаження, так і при відповідних навантаженнях за допомогою компресора.

Витрату води вибирали таким чином, щоб забезпечити турбулентний режим руху води в міжтрубному просторі. У процесі проведення експериментів в кожному досліді перевірявся тепловий баланс експериментального ТО, розраховувались теплові втрати.

У дослідях забезпечувалися стаціонарні умови теплообміну. Локальний коефіцієнт тепловіддачі α_{li} знаходили з рівняння Ньютона – Ріхмана:

$$\alpha_{li} = \frac{dQ_i}{dF_i(t_2 - t_c)_i},$$

де dQ_i – тепловий потік через поверхню dF і-того елементарного ТО, виділеного в межах дослідного теплообмінного апарату. Рушійну силу тепловіддачі для і-тої елементарної ділянки вираховували як середньологарифмічну величину різниці температур газу (z) і стінки (c) на вході (I) та виході (II) з цього елементарного ТО:

$$t_2 - t_c = \frac{(t_2 - t_c)^I - (t_2 - t_c)^{II}}{\ln \frac{(t_2 - t_c)^I}{(t_2 - t_c)^{II}}}.$$

На підставі теореми про середнє значення функції середній коефіцієнт тепловіддачі розраховували за формулою:

$$\alpha_0 = \frac{1}{F} \int_F \alpha_i dF,$$

де α_0 – середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К). Оскільки внутрішній діаметр труби ТО є сталою величиною – останнє рівняння перетвориться в залежність:

$$\alpha_0 = \frac{1}{x} \int_x \alpha_i dx, \quad (2)$$

де x – довжина дослідного ТО.

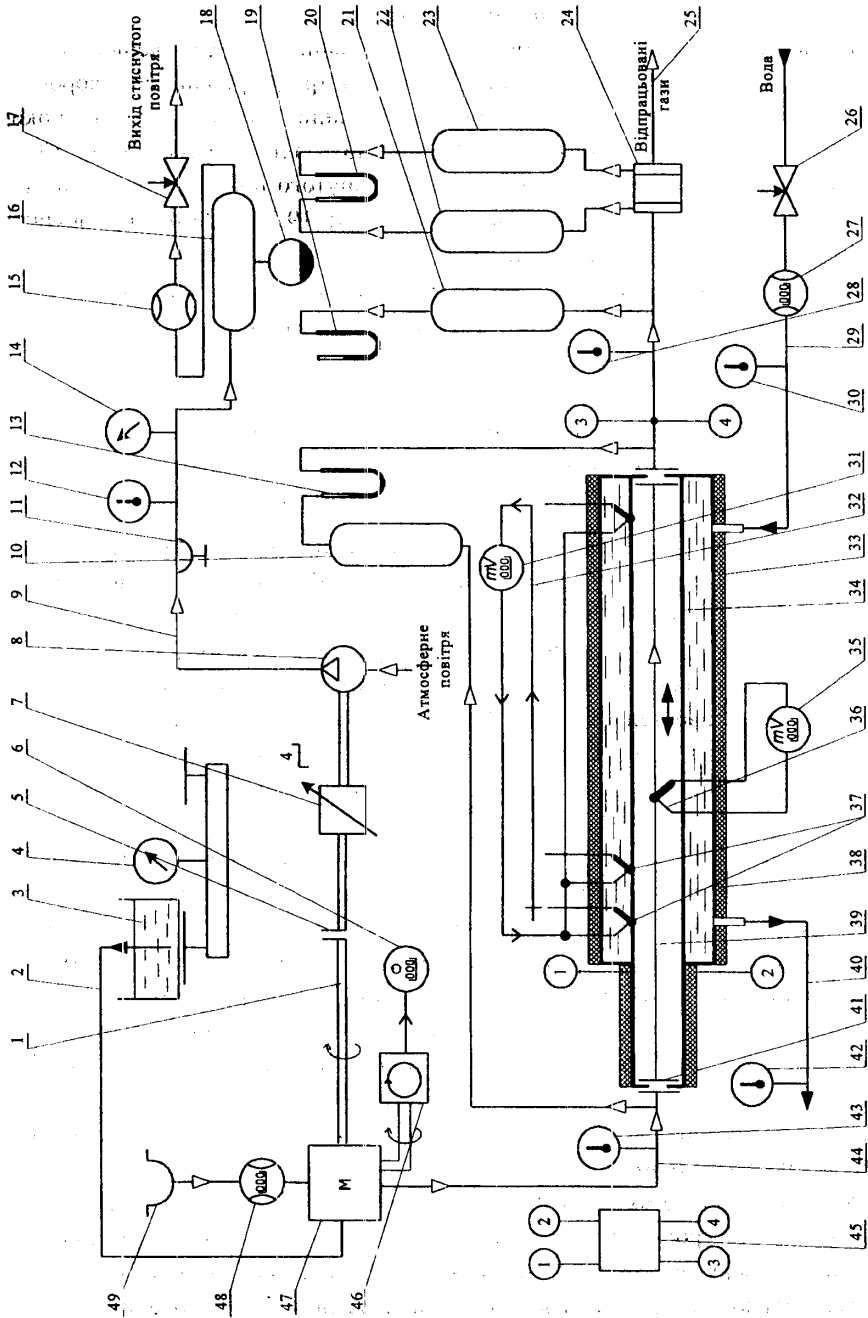


Рис. 1. Схема установки для дослідження пульсації відрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання

Експлікація до рис. 1

1 – колінчастий вал двигуна; 2 – трубопровід паливний; 3 – бак паливний; 4 – вага циферблатна; 5 – муфта зчеплення; 6 – тахометр цифровий; 7 – коробка передач; 8 – компресор; 9 – трубопровід повітряний; 10,21,22,23 – гасники пульсацій; 11 – клапан запобіжний; 12,28,30,42,43 – термометри ртутні; 13 – дифманометр; 14 – манометр; 15 – лічильник стиснутого повітря; 16 – ресивер; 17 – вентиль повітряний; 18 – конденсатозбірник; 19,20 – U-подібні водяні манометри; 24 – датчик витратоміра; 25 – трубопровід вихідний; 26 – вентиль водяний; 27 – лічильник води; 29 – трубопровід водяний; 31,35 – мілівольметри; 32 – провідники під'єднувальні; 33 – труба ТО зовнішня; 34 – труба ТО внутрішня з ділянкою стабілізації; 36 – термопара рухома; 37 – термопари; 38 – шар ізоляційний; 39 – вісь внутрішньої труби ТО; 40 – трубопровід вхідний; 41 – з'єднання фланцеве; 44 – тракт газовідвідний; 45 – пристрій для вимірювання параметрів пульсуючих потоків; 46 – датчик фотоелектричний; 47 – двигун дизельний; 48 – лічильник повітря; 49 – фільтр повітряний.

Всі досліди виконані на одній незмінній партії дизельного палива, що гарантувало стабільність його складу. Компонентний склад ВГ визначали за допомогою хроматографа ЛХМ-8ЛІ або за приладом ТЕСТОТЕРМ-350.

Враховуючи нестационарність досліджуваних параметрів (тиску і температури ВГ) і очікувану порівняно високу частоту їх пульсацій (5 – 20)Гц, що витікає із особливостей роботи ДВЗ, а також відсутність для вище згаданих умов досліджень необхідних серійних промислових засобів вимірювання, були розроблені спеціальні пристрої, що забезпечували вимірювання вказаних параметрів.

Температура ВГ по довжині ТО вимірювалася рухомою термопарою 36 типу "хромель-копель" спеціальної конструкції, яка, завдяки малому аеродинамічному опору носка термопари, не викликала істотного збурення газового потоку. Температуру стінки внутрішньої труби 34 ТО вимірювали запресованими в неї дванадцятьма термопарами 37, які розташовані вздовж ділянки з кроком 150 мм. Термопари заглиблені в стінку внутрішньої труби на глибину 1,8–2,0 мм. Знехтувавши термічним опором теплопровідності шару міді товщиною 0,5 – 0,8мм завдяки її високому коефіцієнту теплопровідності, приймали, що виміряна зазначеними термопарами температура є температурою внутрішньої поверхні труби з боку течій ВГ.

Реєстрацію досліджуваних параметрів (тиску і температури) здійснювали розробленим пристроєм з наступною реєстрацією на багатоканальному самописці. З врахуванням швидкозмінності даних параметрів додатково експериментально досліджувались динамічні властивості розроблених засобів вимірювання.

Максимальна розрахункова відносна похибка експериментального визначення середнього коефіцієнту тепловіддачі складала 7,8 %. У кожному досліді перевіряли сходимість рівняння теплового балансу ТО.

У *третьому розділі* наведені результати експериментальних досліджень пульсаційних характеристик течії ВГ. Експериментальні дослідження пульсацій тиску і температури течії ВГ дизеля виконувалися на фіксованих частотах обертання колінчастого валу двигуна, які практично повністю охоплюють його робочий діапазон від 600хв^{-1} до 1600хв^{-1} . Для точного задання фіксованих частот обертання використовувався регулятор подачі палива. При цьому дослідження проводилися для двох умов роботи дизеля: навантаженого і ненавантаженого. Режим постійності умов навантаження при різних частотах обертання колінчастого валу двигуна контролювався за показами витратоміра повітря та манометра, під'єднаних до відхідного тракту повітряного компресора (рис.1). Для випадку ненавантаженого двигуна повітряний компресор від нього кінематично від'єднувався. Пульсації тиску і температури ВГ експериментально досліджувалися на вході і на виході з ТО.

При проведенні дослідження самописцем реєстрували осцилограми пульсацій тиску і температури, приклади яких для ненавантаженого двигуна зображені на рис.2 і рис.3.

На осцилограмах вказані реальні розмірності реєстрованих параметрів вздовж осей координат.

Отримані осцилограми амплітуд пульсацій тиску і температури течії ВГ, приклади яких наведені на рис. 2, 3 є типовими для навантаженого і ненавантаженого режимів роботи двигуна. При цьому на осцилограмі пульсацій температури незалежно від режиму навантаженості двигуна є два піки, які характеризують відкриття клапанів першого (правий пік) і другого (лівий пік) циліндрів дизеля. Лінійна віддаль між піками осцилограми температури відповідає фазам газорозподілу дизеля і складає 236° повороту колінчастого валу.

На осцилограмі пульсацій тиску (рис.2а) подвійні піки не спостерігалися внаслідок набагато більшої інерційності первинного перетворювача тиску порівняно з перетворювачем температури, але при малих частотах обертання колінчастого валу вони фіксувалися (рис.3).

У роботі експериментально підтверджено співпадіння частот пульсацій тиску і температури течії ВГ, а також співпадіння по фазі їхніх максимальних значень. Експерименти підтвердили, що на величину амплітуд пульсацій тиску і температури течії ВГ впливають навантаженість двигуна і частота обертання колінчастого вала, тобто їх значення формується термодинамічними і газодинамічними процесами в циліндрах двигуна. У роботі також відображені

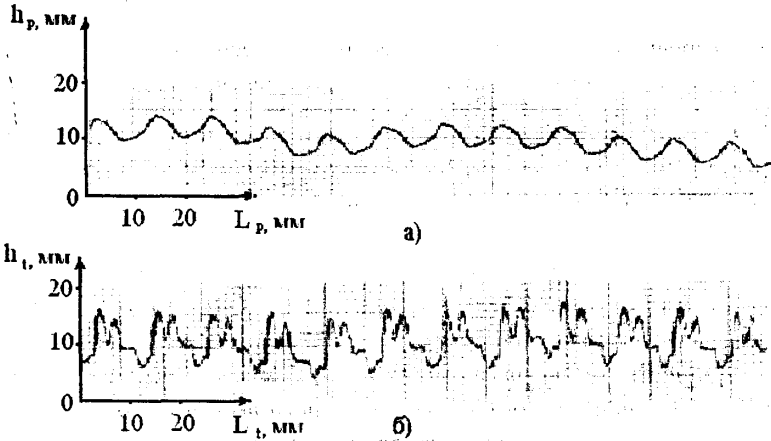


Рис. 2. Осцилограми амплітуд пульсацій тиску (а), та температури (б) ВГ на вході в ТО ненавантаженого двигуна при частоті обертання колінчастого вала $n = 800 \text{ хв}^{-1}$

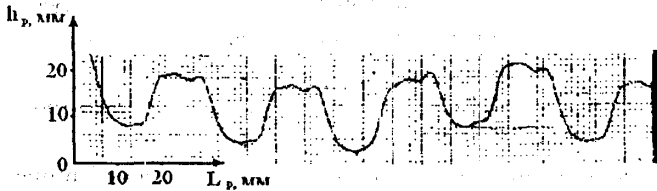


Рис. 3. Осцилограма амплітуд входніх пульсацій тиску ВГ ненавантаженого двигуна при частоті обертання колінчастого вала $n = 600 \text{ хв}^{-1}$

дослідження пульсацій тиску течії ВГ ГМК типу 10ГК на Долинському ГПЗ (рис.4) і ДКС “Битків”, які мають частоту 8–10 Гц, і перекриваються частотним діапазоном дизельного двигуна експериментальної установки. З досліджень випливає, що:

- пульсації температури є негармонічними коливаннями, несиметричними відносно осі абсцис;
- пульсації тиску за формою сигналу певною мірою наближаються до гармонічних, що може бути наслідком меншої чутливості засобів їх запису у порівнянні з записом пульсацій температури;
- при незмінній частоті обертання колінчастого вала двигуна та незмінній його потужності пульсації можуть розглядатися як стаціонарні;
- за частотою пульсації є низькочастотними коливаннями, а тому – довгохвильовими, причому довжина хвилі перевищує довжину ТО у 8 – 10 разів.

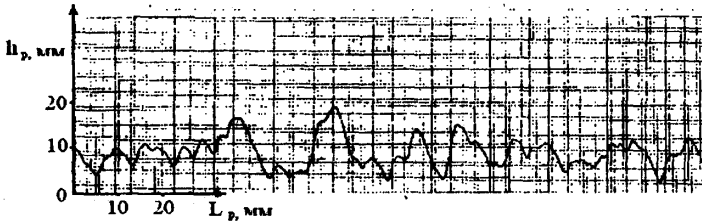


Рис. 4. Осцилограма амплітуди пульсацій тиску у відхідному колекторі ГМК при записі на Долинському ГПЗ;

Умови проведення дослідів:

- частота обертання колінчастого вала ГМК – 300 хв^{-1} ;
- тиск природнього газу на вході в циліндри компресора – $0,4 \text{ МПа}$;
- тиск природнього газу на виході з циліндрів компресора – $2,5 \text{ МПа}$.

Розрахунок амплітуд пульсацій тиску і температури течії ВГ визначалися за розробленим алгоритмом.

$$v_p = \frac{N_p \cdot V_p}{L_p}, \quad v_t = \frac{N_t \cdot V_t}{L_t},$$

$$A_p = \sqrt{\left[\frac{1}{1 + (2\pi v_p T_p)^2} \right]^2 + \left[\frac{2\pi v_p T_p}{1 + (2\pi v_p T_p)^2} \right]^2},$$

$$A_t = \sqrt{\left[\frac{1}{1 + (2\pi v_t T_t)^2} \right]^2 + \left[\frac{2\pi v_t T_t}{1 + (2\pi v_t T_t)^2} \right]^2},$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \frac{D \cdot S_p \cdot h_p}{U_o \cdot A_p \cdot K_{vp}}, \quad (3)$$

$$\Delta t = \frac{1}{2} \cdot \frac{S_t \cdot h_t}{k_t \cdot A_t \cdot K_{vt}}, \quad (4)$$

де v_p, v_t – частоти зареєстрованих пульсацій тиску і температури відповідно, Гц; L_p, L_t – довжини вздовж осцилограми вибраних N_p і N_t значень пульсацій тиску і температури відповідно, мм; A_p, A_t – коефіцієнти амплітудно-частотної характеристики давачів, які відображають ступінь зменшення амплітуди зареєстрованих пульсацій тиску і температури відповідно; V_p, V_t – швидкість руху діаграмної стрічки самописця, мм/с; T_p, T_t – сталі часу давачів тиску і температури, с; h_p, h_t – діапазон зміни значень тиску і температури за осцилограмами відповідно, мм; D, U_o – діапазон вимірювання (Па) і стандартизоване значення вихідного сигналу (мВ) давача тиску відповідно; k_t – градувальний коефіцієнт термоперетворювача, мВ/°С; S_p, S_t – чутливості самописця каналів реєстрації тиску і

температури відповідно, мВ/мм; K_{vp} , K_{vt} – коефіцієнти підсилення вихідного сигналу диференціальними вольтметрами у вимірювальних каналах тиску і температури відповідно.

У формулах (3) і (4) введений коефіцієнт 0,5, який вказує, що в якості оцінюваного параметра пульсацій тиску і температури використовується амплітуда, як це прийнято при описі періодичних коливань. Обробка осцилограм здійснювалася шляхом визначення амплітуди пульсацій тиску і температури течії ВГ на вході та виході з ТО при різних ступенях навантаженості двигуна.

Результати досліджень узагальнені у вигляді графіків, які представлені на рис.5. Амплітуда пульсацій тиску і температури ВГ зростає як на вході, так і на виході ТО зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала. Однак принциповою відмінністю є вплив навантаженості двигуна на зростання цих пульсацій: збільшення навантаженості двигуна приводить до збільшення амплітуди пульсацій температури, а амплітуда пульсацій тиску при цьому для незмінної частоти обертання – падає. Ці явища в роботі пояснені з точки зору термо- та газодинамічних процесів, які відбуваються в циліндрах двигуна. В цьому розділі також проведений метрологічний аналіз вимірювання частоти і амплітуди пульсацій тиску та температури розробленими засобами. Похибка вимірювання частоти пульсацій не перевищувала $\pm 0,6\%$, амплітуди пульсацій тиску і температури – $\pm 2,8\%$ і $\pm 3,0\%$ відповідно.

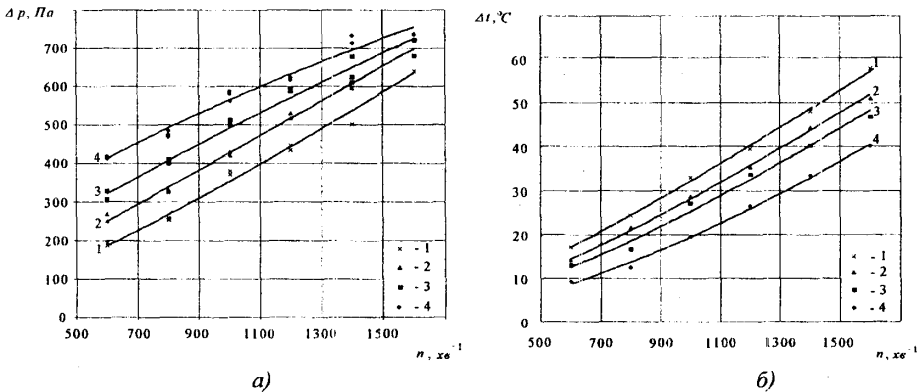


Рис.5. Залежність пульсацій тиску Δp (а) і температури Δt (б) ВГ на вході в ТО від частоти обертання колінчастого вала n двигуна та його номінальної потужності $N_{ном}$

1 – 100% $N_{ном}$; 2 – 60% $N_{ном}$; 3 – 30% $N_{ном}$; 4 – без навантаження.

У четвертому розділі викладені результати досліджень тепловіддачі течії ВГ. Відмінною ознакою виконаних дослідів у порівнянні з класичним схемами їх постановки є одночасна зміна всіх впливових параметрів при переході від одного

стаціонарного процесу експлуатації дизельного двигуна до наступного. Усереднена температура газу та зміна температури внутрішньої поверхні стінки труби вздовж осі каналу апроксимується рівнянням прямої лінії, що свідчить про незмінність питомого теплового потоку вздовж осі ТО (рис.6). Аналогічні результати отримані на всіх інших режимах роботи двигуна та при різних температурах води на вході до ТО. З рис.6 видно, що в будь-якому поперечному перерізі ТО різниця температур газу і поверхні стінки, як рушійна сила конвективного теплообміну, зменшується від перерізу введення газу до ТО до перерізу його виходу з ТО, що є характерним для протитечії теплоносіїв, коли умовний еквівалент води більший за умовний еквівалент газу. Експериментально встановлений лінійний характер зміни температури ВГ і поверхні стінки труби в ТО та отримані апроксимаційні формули в подальшому спрощують розрахунок рушійної сили конвективного теплообміну при визначенні локального коефіцієнта тепловіддачі. При визначенні локального коефіцієнта тепловіддачі вся замірна експериментальна частина ТО умовно розбивалась на елементарні ТО довжиною 50 мм кожен. Зважаючи на лінійний характер зміни температур ВГ і поверхні стінки труби, не було змісту утворювати елементарні ТО ще меншого розміру, так як це не впливало на кінцевий результат.

На рис.7 зображені криві зміни локального коефіцієнта тепловіддачі вздовж осі ТО за результатами дослідження впливу ступеня навантаженості двигуна, які апроксимуються поліномом 2-ого степеня з коефіцієнтом кореляції 0,99.

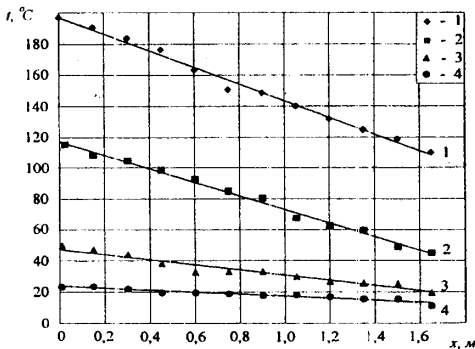


Рис. 6. Зміна усередненої в часі температури t вздовж осі x внутрішньої труби ТО:
 - течії ВГ: 1 - $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 600 \text{ хв}^{-1}$;
 - внутрішньої стінки теплообмінної поверхні:
 3 - $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 600 \text{ хв}^{-1}$.

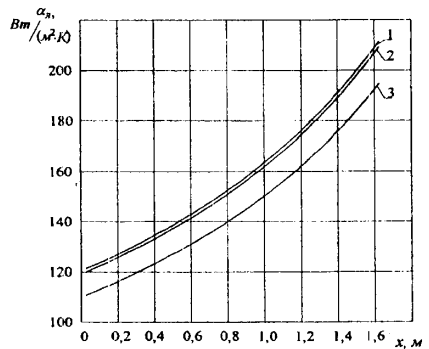


Рис. 7. Зміна локального коефіцієнту тепловіддачі α_n вздовж осі ТО x при $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$.
 Навантаження двигуна, % від номінальної потужності:
 1 - 100; 2 - 30; 3 - 0.

Як свідчать експериментальні дослідження, збільшення номінальної

потужності двигуна при сталій частоті обертання колінчастого вала сприяє незначному зростанню α_n .

За значеннями α_n шляхом інтегрування по довжині x теплообмінної поверхні за рівнянням (2) визначені значення середнього коефіцієнта тепловіддачі для всього ТО, а за значеннями середнього коефіцієнта тепловіддачі знаходили критерій Нуссельта.

З метою скорочення кількості величин, які входять до критеріального рівняння (1) було додатково встановлено взаємозв'язок амплітуд пульсацій тиску і температури течії ВГ, який описується функціональною залежністю:

$$\Delta p = c \Delta t^{0,603},$$

де c – дослідний коефіцієнт, що залежить від ступеня навантаженості двигуна.

У результаті критеріальне рівняння (1), набуло вигляду:

$$Nu_0 = 3,393 \cdot 10^{-3} Re_{of}^{0,95} Pr_{of}^{0,43} \left(\frac{\Delta p}{p_0} \right)^{0,11} \left(\frac{v}{v_0} \right)^{-0,15} \quad (5)$$

З метою утворення безрозмірних симплексів подібності в рівнянні 1 при обробці дослідних даних приймали: $p_0 = 1,0$ Па, $v_0 = 1,0$ Гц. Значення коефіцієнтів рівняння (5) визначені за методикою, яка викладена у монографії Щиголева Б.М. і не вимагає класичної постановки експерименту в розумінні послідовного дослідження впливу на явище одного, окремо взятого, фактора при решті незмінних факторів.

У межах зміни дослідних параметрів $Re_{of} = 21197 \div 45204$, $Pr_{of} = 0,64 \div 0,72$, $\Delta p = 186,7 \div 755,1$ Па, $\Delta t = 9,2 \div 57,4$ °С, $v = 5,007 \div 13,66$ Гц відхилення розрахункових значень критерію Нуссельта за рівнянням (5) від дослідних значень цього ж критерію складає $\pm 8,5\%$.

Отримані в наших дослідях значення коефіцієнта тепловіддачі на (15 – 20) % перевищують значення коефіцієнта тепловіддачі, визначені за рівнянням Нуссельта для неппульсуючої течії ВГ.

На базі виконаних лабораторних досліджень створена промислова установка, яка експлуатується на Долинському ГПЗ. Основними елементами установки є фільтр, конструкція якого захищена авторським свідоцтвом, ТО, контрольно-вимірювальні прилади та регулювальна і запірні арматури. В якості дослідного був вибраний двомодульний ТО, виготовлений на Щокінському заводі РТО. Площа теплообмінної поверхні одного модуля складає 32 м^2 .

При роботі ГМК типу 10ГК із різними навантаженнями, які відповідали витраті паливного газу від $0,0425$ до $0,0814 \text{ м}^3/\text{с}$, утилізовано від 240 до 720 кДж/с теплоти, що складало (35 – 64)% від теплоти ВГ, яка викидалася у довкілля. Запропоновано метод підвищення коефіцієнта тепловіддачі течії ВГ, який

полягає у примусовій зміні пульсаційних параметрів течії. Цього можна досягти, наприклад, за допомогою засувки, яка перекидає поперечний переріз відхідного тракту течії ВГ з частотою, яку забезпечуватиме керований привод засувки. Зазначений метод є також придатним для інтенсифікації тепловіддачі течії ВГ газотурбінних приводів газоперекачувальних агрегатів.

ВИСНОВКИ

На основі узагальнених результатів аналітичних і експериментальних досліджень вирішена важлива науково-технічна задача, що має народногосподарське значення для підвищення ефективності утилізації теплоти відпрацьованих газів газомотокомпресорів та дозволить інтенсифікувати процес теплообміну і зменшити забруднення довкілля.

1. В результаті проведеного аналізу стану утилізації теплоти відпрацьованих газів показано, що врахування факту пульсації течії відпрацьованих газів, які раніше не враховувалися при проектуванні та розрахунку теплообмінних апаратів дозволить зменшити площу теплообмінників на 10-15%.

2. Створена та практично реалізована специфічна експериментальна установка, яка дозволяє фізично змодельовати та дослідити процеси теплообміну пульсуючої течії відпрацьованих газів.

3. На основі експериментальних досліджень встановлені закономірності теплообміну між відпрацьованими газами та металевою циліндричною поверхнею в межах зміни амплітуди пульсації тиску від 186,7 до 755,1 Па, амплітуди пульсації температури від 9,2 до 57,4 °С, частоти пульсацій 5-15 Гц течії відпрацьованих газів, які залежать від частоти обертання колінчастого валу двигуна та його навантаженості. Встановлені невідомі раніше апроксимаційні закономірності тепловіддачі пульсуючої течії відпрацьованих газів, як наукової основи інженерних методів розрахунку та проектування теплообмінних апаратів, що дозволяє більш точно розрахувати площу поверхні теплообміну.

4. На основі наукових досліджень і розробленого на рівні авторського свідоцтва інерційно-відцентрового фільтра створена та практично реалізована установка для утилізації теплоти пульсуючої течії відпрацьованих газів газомотокомпресорів, яка дозволяє збільшити ресурс роботи теплообмінників приблизно у 8 разів, та утилізувати до 64% теплоти.

5. Економічний ефект від практичної реалізації утилізаційної установки в умовах Долинського газопереробного заводу складає 12584 грн. за 2002 рік на один газомотокомпресор типу 10ГК.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ОПУБЛІКОВАНО У НАСТУПНИХ НАУКОВИХ ПРАЦЯХ

1. Долішній Б.В., Козак Ф.В. Про утилізацію теплоти відхідних газів двигуна внутрішнього згорання//Вісник держ. у-ту "Львівська політехніка", – Львів. – 1998, спец. випуск. – С. 92.
2. Долішній Б.В., Козак Ф.В. Дослідження пульсацій потоків відхідних газів дизеля // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – № 36. – Т.4. – С. 120 – 124.
3. Долішній Б.В., Козак Ф.В., Середюк О.Є., Чеховський С.А. Дослідження якісних параметрів дизельних двигунів // Методи та прилади контролю якості. – 2000. – № 5. – С. 79 – 83.
4. Аналіз точності визначення частоти нестационарних коливань пульсуючих газових потоків / Долішній Б.В., Козак Ф.В., Середюк О.Є. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – № 37. – Т.6. – С. 135 – 140.
5. Долішній Б.В. Моделювання та оцінка похибки малоінерційного термометра для дослідження пульсуючих газових потоків // Методи та прилади контролю якості. – 2002. – № 8. – С. 76 – 79.
6. Долішній Б.В. Дослідження тепловіддачі пульсуючого газового потоку // Науковий Вісник. – ІФНТУНГ. – №2 (3), 2002. – С.57 – 61.
7. Авторское свидетельство SU № 1530221 А1, В 01 D 45/12. Инерционно-центробежный фильтр/ Долишний Б.В., Сергийко А.И., Богатчук И.М., Дмитренко В.С.; Заявлено 23.03.88. Опубликовано 23.12.89. Бюл. № 47.
8. Долішній Б.В., Козак В.Ф. Утилізація теплоти відпрацьованих газомотокомпресорів типу 10ГК// Нетрадиційні енергоресурси та екологія України. Збірка наукових праць. – Київ: Манускрипт. – 1996. – 270 с.
9. Долішній Б.В., Козак В.Ф., Ринський В.І., Гаєва Л.І. До проблеми дослідження теплообміну пульсуючих потоків газів // Шляхи підвищення якості підготовки спеціалістів для будівництва та експлуатації систем трубопровідного транспорту. Матеріали науково-практичної конференції. Івано-Франківськ – ІФДТУНГ. – 1998 – 76 с.
10. Долішній Б.В., Козак Ф.В., Середюк О.С., Чеховський С.А., Гаєва Л.І. Малоінерційний термометр для дослідження пульсуючих високо-температурних газових потоків // Геологія, буріння та експлуатація родовищ нафти і газу: Зб. наук. праць – Вип. 2 – Київ: ВАТ “Український нафтогазовий інститут”. – 2000. – С. 81 – 89.
11. Долішній Б.В., Козак Ф.В. Дослідження конвективної тепловіддачі пульсуючого газового потоку // Зб. наук. праць 6-ої Міжнар. наук.-практ. конф. “Нафта і газ України – 2000”. – Том 3. – Івано-Франківськ: Факел. – 2000. – С. 120.
12. Долішній Б.В., Козак В.Ф. Про використання теплоти відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання // Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу університету. – ч. III. – ІФДТУНГ. – 1996. – С.37

АНОТАЦІЯ

Долишний Б.В. Підвищення ефективності використання теплоти відпрацьованих газів газомотокомпресорів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.13 – нафтогазопроводи, бази та сховища. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2003.

Захищаються результати досліджень, спрямовані на підвищення ефективності використання теплоти відпрацьованих газів газомотокомпресорів. Розроблена і створена експериментальна установка для дослідження тепловіддачі пульсуючої течії відпрацьованих газів. Конструкція установки забезпечувала зміну частоти обертання колінчастого вала дизеля, так і міру його навантаженості з одночасним вимірюванням значень амплітуд пульсацій тиску і температури на вході і виході з теплообмінника. Створено апаратне забезпечення для експериментальних досліджень процесів теплообміну пульсуючої течії відпрацьованих газів згідно розробленої методики. Отримано алгоритм розрахунку амплітуд пульсацій тиску і температури течії відпрацьованих газів з врахуванням експериментально встановлених динамічних властивостей розроблених малоінерційних давачів тиску та температури. Здійснений метрологічний аналіз результатів вимірювання частоти й амплітуди пульсацій. Досліджено зміну температури пульсуючого газового потоку та температури стінки внутрішньої труби теплообмінника вздовж її осі, що дало можливість експериментально визначити закономірності зміни локального та середнього коефіцієнтів тепловіддачі. За результатами досліджень отримано критеріальне рівняння конвективного теплообміну пульсуючої течії відпрацьованих газів.

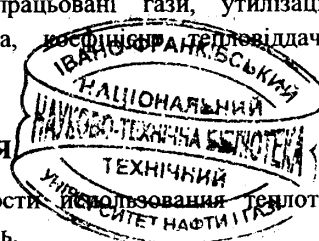
Ключові слова: газомотокомпресор, відпрацьовані гази, утилізація теплоти, пульсуючий потік, тиск, температура, тепловіддачі, теплообмінний апарат.

АННОТАЦИЯ

Долишний Б.В. Повышение эффективности использования теплоты выхлопных газов газомотокомпрессоров. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук за специальностью 05.15.13 – нефтегазопроводы, базы и хранилища. – Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 2003.

Защищаются результаты исследований, направленные на повышение эффективности использования теплоты выхлопных газов двигателей



внутреннего сгорания. Разработана и создана экспериментальная установка для исследования процессов в пульсирующем потоке выхлопных газов дизеля. Конструкция установки обеспечивает регулирование как частоты вращения коленчатого вала дизеля, так и степени его нагрузки с одновременным измерением значений амплитуд пульсаций давления и температуры выхлопных газов на входе и выходе из теплообменника. Осуществлена разработка аппаратного обеспечения для экспериментальных исследований процессов теплообмена пульсирующего течения выхлопных газов согласно разработанной методике экспериментальных исследований. Разработан алгоритм расчета амплитуд пульсаций давления и температуры течения выхлопных газов с учетом экспериментально установленных динамических свойств разработанных малоинерционных датчиков давления и температуры. Осуществлен метрологический анализ результатов измерения частоты и амплитуды пульсаций. Исследовано изменение температуры пульсирующего газового потока и температуры стенки внутренней трубы теплообменника вдоль его оси, что дало возможность экспериментально определить закономерности изменения локального и среднего коэффициентов теплоотдачи. По результатам исследований получено критериальное уравнение конвективного теплообмена пульсирующего потока выхлопных газов.

Диссертация состоит из введения, 4-ох разделов, выводов, списка использованной литературы и приложения.

В 1-ом разделе обзор литературных источников показал, что пульсирующие потоки встречаются в технике, технологическом оборудовании с циклическим характером работы. В ряде случаев пульсации приводили к улучшению, а в других – к ухудшению работы технологического оборудования.

Во 2-ом разделе представлена методика и аппаратное обеспечение исследований. Максимальная относительная погрешность экспериментального определения коэффициента теплоотдачи составила $\pm 7,6\%$.

В 3-ем разделе изложены основные результаты исследования амплитудно-частотных характеристик течения выхлопных газов. Представлены типичные осциллограммы записи амплитуд пульсаций давления и температуры течения при разных частотах вращения коленчатого вала двигателя и его нагрузках. Установлено, что пульсации давления и температуры совпадают по частоте и фазе и на их величину влияют нагрузка двигателя и частота вращения коленчатого вала. Приведены примеры записи пульсаций давления течения выхлопных газов газомотокомпрессоров типа 10ГК на Долинском ГПЗ и ДКС "Бытков", которые имеют частоту 8-10 Гц, то есть перекрываются частотным диапазоном дизельного двигателя экспериментальной установки, которая составляет 5-15 Гц.

В 4-ом разделе изложены результаты исследований теплоотдачи

течения выхлопных газов. Отличительным признаком выполненных опытов в сравнении с классической схемой их постановки есть одновременное изменение всех влияющих параметров при переходе от одного стационарного процесса эксплуатации двигателя к следующему. Предложено обобщенное критериальное уравнения для теплоотдачи пульсирующего течения выхлопных газов двигателя. Экспериментальные данные адекватно описываются полученным критериальным уравнением с точностью $\pm 8,5\%$. Сопоставление экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи пульсирующего течения выхлопных газов с расчетными по уравнению Нуссельта для неппульсирующего течения подтвердило наличие интенсификации теплоотдачи на 15-20%. Выбранный способ утилизации энергии выхлопных газов газомотокомпрессоров типа 10ГК и предупреждение отложений на поверхностях теплообменника определил структуру промышленной установки, которая эксплуатируется на Долинском ГПЗ. Основные элементы установки – фильтр, ТО, контрольно-измерительные приборы, запорная арматура. При работе газомотокомпрессора с нагрузками, которые отвечают расходу топливного газа от 153 до 293 м³/ч, утилизировано от 240 до 720 кДж/с теплоты, которая составляет 35-64% от выбрасываемой в окружающую среду теплоты выхлопных газов.

Ключевые слова: газомотокомпрессор, выхлопные газы, утилизация теплоты, пульсирующий поток, давление, температура, коэффициент теплоотдачи, теплообменный аппарат, частота, амплитуда.

ANNOTATION

Bohdan Dolishnyi. The increase of effectiveness using heat of exhausted gasses of gas motor compressors. – Manuscript.

The dissertation for getting scientific degree of candidate of technical science, specialized field 05.15.13 – oil and gas pipelines, bases and storage facilities. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2003.

There are defended results of experiments, which provide increase of effectiveness using heat of exhausted gasses of internal-combustion engine. Experimental installation is prepared and made to explore processes in pulsed flow exhausted gasses of diesel. The construction of experimental installation provide regulation of frequency of circulating diesel crankshaft and level of its load with simultaneously dimension of amplitude of pressure and temperature pulsing on entrance and exit from heat exchanger. The apparatus providing for experimental exploration of heat exchange processes in pulsing flow of exhausted gasses is made due to experimental observational methodic. The algorithm of computation of amplitude pulsing flow of exhausted gasses of pressure and temperature is provide with consideration to experimental determination dynamic characteristics of pressure

and temperature transmitter. The metrological analysis of dimensional results of frequency and amplitude of pressure and temperature pulsing are made too. The temperature change of pulsing gas flow and interior side heat exchanger apparatus along axle were explored as well. It helped to achieve experimental regularity in changing local and average coefficients of heat giving. The criterion equation of convective heat exchange of pulsing flow exhausted gasses is taken due to observational results.

Key words: gas motor compressor, exhausted gasses, heat utilization, pulsing flow, pressure, temperature, coefficient of heat giving, heat exchanger apparatus, frequency, amplitude.