

$$V_4 = M \frac{k}{p_1} \left(\frac{p_1^2 - k^2}{p_1^2 - p_2^2} - 1 \right) \sin p_1 t -$$

$$- M \frac{k}{p_2} \left(\frac{p_1^2 - k^2}{p_1^2 - p_2^2} - 1 \right) \sin p_2 t + M \sin k \omega t + V_0. \quad (17)$$

Для забезпечення постійної швидкості руху рідини за компенсатором повинна виконуватись така умова: $M=0$, або $h_1=0$. Враховуючи значення і знаки b_1 , b_2 , можемо записати

$$b_1 = \frac{c_1 c_3 \omega^3 k^2}{m_p (c_1 + c_3) f_n} \Delta A_i,$$

$$b_2 = - \frac{c_1 c_2 c_3 \omega}{m_2 m_p (c_1 + c_3) f_n} \Delta A_i,$$

або з врахуванням (15):

$$\frac{c_1 c_3 \omega^3}{m_p (c_1 + c_3) f_n} \left(\frac{c_2}{m_2} - \omega^2 k^2 \right) \Delta A_i = 0$$

УДК 621. 532. 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПУЛЬСУЮЧОГО ГАЗОВОГО ПОТОКУ

Долішній Б.В.

ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, teplo@ifdtung.if.ua

Проведено исследование процесса теплообмена пульсирующего потока выхлопных газов дизельного двигателя на различных режимах работы. В результате обработки экспериментальных данных получены зависимости коэффициента теплоотдачи от характеристик пульсирующего потока, которые могут быть использованы при расчете теплообменников для утилизации теплоты выхлопных газов.

На підприємствах нафтогазової галузі в даний час експлуатується значна кількість газомотокомпресорів (ГМК) типу 10ГК, 10ГКН, МК8. Під час їх роботи з відпрацьованими газами викидається велика кількість теплоти, яку доцільно утилізувати. Висока температура відхідних газів дещо спрощує завдання утилізації цієї теплоти.

Нижче наведена температура газу у випускному трубопроводі двигунів різних типів на номінальному режимі роботи, (°C):

Звідси знаходимо необхідні параметри компенсатора

$$\frac{c_2}{m_2} = \omega^2 k^2. \quad (18)$$

При виконанні умови (18) компенсатор працює як динамічний віброгасник. Аналізуючи одержаний результат, знаходимо, що при збільшенні маси m_2 рідини в компенсаторі повинна зростати і його жорсткість або її еквівалент – тиск повітря.

Література

1 Малько Б.Д., Смага Б.І. Рівняння руху гідравлічної системи насосної установки з компенсатором // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. Випуск 33. – 1996. – С.145-150.

2 Малько Б.Д., Лівак І.Д., Лях М.М. Рівняння руху поршневого бурового насоса // Методи і засоби технічної діагностики: Матеріали XII міжнародної міжвузівської школи-семінару. - Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1995. – С.175-180.

Research has been done into the heat exchange process of exhaust gas pulsating flow of diesel engine at various operation regimes. The resulting experimental data showed the dependence of heat exchange coefficients on pulsating flow characteristics, which can be used when projecting heat exchangers for utilizing heat of exhaust gases.

- газомотокомпресори без наддуву типу 10ГК – 410;
- газомотокомпресори з наддувом типу 10ГКН – 420;
- дизелі із прямоітно-клапанною продувкою – 360÷380;
- дизелі чотиритактні без наддуву – 360÷410;
- дизелі чотиритактні з наддувом – 380÷450.

Отже, температура відхідних газів всіх

типів двигунів коливається в межах 360 ÷ 450 °С, а втрати тепла з відхідними газами в газових двигунах становлять 35÷45%, в дизелях – 30÷35% [1,2].

Відхідні гази двигуна – це пульсуючий потік зі змінними в часі витратою, тиском та температурою. Зазначені пульсації, як відомо з літературних даних [3], спричиняють істотний вплив на інтенсивність конвективного теплообміну. В плані утилізації теплоти відхідних газів двигунів цей вплив ще не вивчено.

З метою дослідження процесу конвективного теплообміну між відхідними газами та твердою теплопроникною поверхнею і впливу на нього основних параметрів пульсуючого потоку газу була створена експериментальна установка, яка складається із двоциліндрового чотиритактного дизельного двигуна типу Д21А потужністю 18 кВт, теплообмінника (ТО), чотириступінчастої коробки передач, двоступінчастого поршневого компресора [4]. Відхідні гази двигуна через тракт попадають у внутрішню трубу ТО типу "труба в трубі", загальна довжина якої складає 2500 мм, замірна частина – 1650 мм. Внутрішній діаметр внутрішньої труби з міді – 26 мм при товщині стінки 2,5 мм. Внутрішній діаметр зовнішньої труби – 96 мм.

Вздовж замірної ділянки ТО в стінку внутрішньої труби зі сторони міжтрубного простору з кроком 150 мм вмонтовано 12 хромель-копелевих термопар. З врахуванням великого значення коефіцієнта теплопровідності матеріалу цієї труби – міді – та незначної відстані гарячого спаю термопар від внутрішньої поверхні труби $\approx 0,3$ мм з достатньою для експерименту точністю покази 12-ти зазначених термопар приймалися за температури стінки труби.

Температура у різних точках на осі газового потоку вимірювалася рухомою термопарою, яка переміщалася по довжині внутрішньої труби ТО спеціальним пристроєм [4].

Вимірювання пульсацій тиску відхідних газів на вході (виході) ТО здійснювали за допомогою датчика тиску (первинного перетворювача тиск-напруга), а для вимірювання пульсацій температури слугував датчик - вольфрамовий термометр опору $\varnothing 15$ мкм), який був включений у одне із плеч мостової схеми.

У процесі проведення експерименту в кожному досліді перевірявся тепловий баланс експериментального ТО, розраховувалися

теплові втрати, локальний та середній коефіцієнти тепловіддачі, критерії і симплекси подібності.

Основні розрахункові формули приведені нижче.

Рівняння теплового балансу ТО

$$Q_z = Q_e + Q_{впр}, \quad (1)$$

де: Q_z – тепловий потік, який відданий відхідними газами через стінку внутрішньої труби охолодній воді і далі, частково, в навколишнє середовище, Вт; Q_e – тепловий потік, який одержав у теплообміннику від газів потік води, Вт; $Q_{впр}$ – тепловий потік через зовнішню поверхню ізоляції теплообмінника в навколишнє середовище, Вт.

У рівнянні (1)

$$Q_z = G_z \cdot C_{pmz} (t_{z1} - t_{z2}), \quad (2)$$

$$Q_e = G_e \cdot C_{pme} (t_{e2} - t_{e1}), \quad (3)$$

де: G_i – масова витрата газу та води відповідно, кг/с; C_{pmi} – середні масові ізобарні теплоємності теплоносіїв, Дж/(кг·К); t_i – температури теплоносія на вході (1) і на виході (2) з теплообмінника, °С.

Індексом "z" позначені величини, які стосуються потоку газу, а "e" – води.

Основні втрати віднесені на рахунок природної конвекції між зовнішньою поверхнею ізоляції теплообмінника та повітрям довкілля

$$Q_{впр} = \alpha \cdot F (t_{i3} - t_n), \quad (4)$$

де: α – коефіцієнт тепловіддачі від горизонтально розташованої циліндричної поверхні до повітря, Вт/(м²·К); F – площа зовнішньої поверхні ізоляції теплообмінника, м²; t_{i3} – температура поверхні ізоляції, °С; t_n – температура навколишнього повітря, °С.

Втратами за рахунок теплового випромінювання нехтували з причини малої різниці температур поверхні ізоляції та довкілля.

В результаті проведення експериментів одержували рівняння зміни температури газу та стінки вздовж осі ТО. Це дало можливість визначити рушійну силу тепловіддачі в будь-якому перерізі замірної ділянки ТО. Враховуючи значну зміну як температури стінки, так і відхідних газів вздовж поверхні теплообміну, в досліді визначали локальний коефіцієнт тепловіддачі, для чого замірні ділянки ТО довжиною 150 мм були розбиті ще на більш дрібні, елементарні, кожна довжиною 50 мм, що в сукупності склало 33 елементарних

ТО, за такою формулою:

$$\alpha_n = Q_i / [F_i \cdot \Delta t], \quad (5)$$

де: $Q_i = G_2 \cdot C_{pm2} \cdot \Delta t$ – тепловий потік від відхідних газів до стінки труби і-того елементарного ТО, Вт; C_{pm2} – середня масова ізобарна теплоємність відхідних газів в інтервалі температур від t'_{21} на вході до t''_{21} на виході з і-тої частини, Дж/(кг К); F_i – площа в кв.м і-тої частини внутрішньої поверхні труби при довжині елементарного ТО 0,05 м.

Різниця температур Δt між газами (t_{2i}) та стінкою труби ($t_{cm i}$) у формулі (5) приймалася як середньологарифмічна величина зазначеної різниці температур на вході в і-ту частину та на виході з неї і обчислюється за формулою

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}, \quad (6)$$

де $\Delta t' = \Delta t'_2 - \Delta t'_{cm}$ – різниця температур на вході в елементарний ТО, °С; $\Delta t'' = \Delta t''_2 - \Delta t''_{cm}$ – різниця температур на виході з елементарного ТО, °С.

За результатами обрахунків знаходили залежність зміни α_n вздовж осі ТО

$$\alpha_n = f(x), \quad (7)$$

де x – довжина ТО.

Проінтегрувавши дане рівняння (7) за змінною x , отримували рівняння зміни середнього коефіцієнта тепловіддачі α_c , яке в загальному вигляді набувало вигляду:

$$\alpha_c = \left(\frac{1}{x} \right) \int_0^x f(x) dx, \quad (8)$$

В процесі проведення експериментів визначався критерій Рейнольдса (Re)

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (9)$$

де: v – швидкість руху газового потоку, м/с; d – внутрішній діаметр мідної труби, м; ν – кінетична в'язкість газового потоку, м²/с.

Розраховувалися симплекси подібності

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta P_0} \right), \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right), \left(\frac{f}{f_0} \right), \quad (10)$$

де: ΔP – відхилення пульсацій тиску, Па; ΔT – відхилення пульсацій температури, К; f – частота пульсацій тиску і температури; ΔP_0 , ΔT_0 , f_0 – сталі величини, які прийняті при обробці даних для утворення безрозмірних симплексів.

Досліди виконані в межах зміни:

– режими навантаження двигуна – без

навантаження; 30%, 60% та 100% номінальної потужності двигуна;

– температура води на вході в ТО – від 6,5 до 21°С;

– частота пульсацій тиску та температури відхідних газів – від 5 до 14 Гц;

– відхилення пульсацій тиску на вході в ТО – від 400 до 1500 Па;

– відхилення пульсацій температури на вході в ТО – від 10 до 58 °С.

Критерій Рейнольдса газів Re під час експериментів змінювався в межах від 21733 до 41325, що вказує на наявність турбулентного режиму руху.

Виконані нами раніше дослідження характеристик пульсацій тиску та температури відхідних газів дизельного двигуна засвідчили їх періодичність та негармонійність [3]. Оскільки мають місце негармонійні пульсації тиску і температури газового потоку, то замість терміну “амплітуда” далі вживається термін “відхилення”. Максимальні відхилення пульсацій тиску пропорційно пов'язані з відхиленнями пульсацій температури газів і залежать від фізико-хімічних, газодинамічних та термодинамічних процесів, що протікають в циліндрі двигуна. Ця залежність має надзвичайно складний характер, що не дає змоги теоретично розрахувати величини відхилень пульсацій тиску та температури відхідних газів.

На рис.1 наведено графіки зміни температури газового потоку та стінки внутрішньої труби ТО вздовж осі при різних частотах обертання вала двигуна і 100 %-ому навантаженні двигуна.

Обробка даних досліду за методом найменших квадратів уможливила отримання апроксимаційних рівнянь зміни температури відхідних газів та температури стінки труби вздовж осі ТО:

$$t_2 = 196,5 - 65,44x, \quad (11)$$

$$t_{cm} = 36,427 - 8,413x. \quad (12)$$

Значення коефіцієнтів кореляції наведених рівнянь – 0,99 та 0,97 відповідно свідчать, що наведені рівняння адекватно описують результати експерименту.

Характер зміни рушійної сили конвективного теплообміну вздовж осі ТО принципово не змінювався при інших частотах пульсацій тиску та температури відхідних газів, їх відхилень і температури охолодної води на вході в ТО (рис. 2).

Апроксимаційні рівняння для рис. 2 мають вигляд (з коефіцієнтами кореляції 0,99)

$$t_z = 328,63 - 94,203x, \quad (13)$$

$$t_{cm} = 59,465 - 20,682x. \quad (14)$$

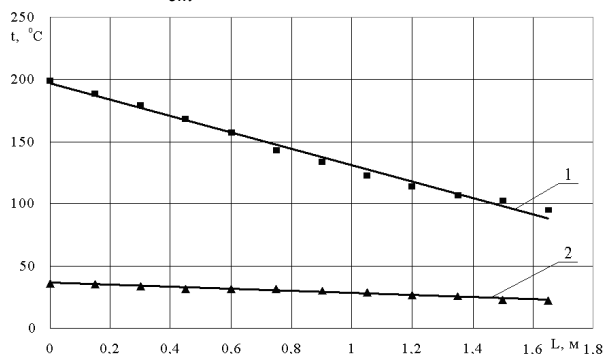


Рисунок 1 – Зміна температури газового потоку (1) та температури стінки (2) по довжині теплообмінника

Умови досліді: частота обертання колінчастого вала двигуна $n = 600 \text{ хв}^{-1}$; 100%-ове навантаження двигуна; температура води на вході $11,5 \text{ }^\circ\text{C}$; частота пульсацій тиску та температури газів – $5,03 \text{ Гц}$; відхилення пульсацій тиску – $379,5 \text{ Па}$; відхилення пульсацій температури – $24,4 \text{ }^\circ\text{C}$

Отриманий результат зменшення рушійної сили теплообміну вздовж осі ТО відповідає літературним даним для випадку протитечії в ТО типу “труба в трубі” [5] .

Така зміна рушійної сили теплообміну, як на рис.1, зумовила характер зміни локального та середнього коефіцієнтів тепловіддачі вздовж осі ТО (рис.3), які адекватно описуються дослідними рівняннями

$$\alpha_n = 59,11 + 10,67x + 9,662x^2. \quad (15)$$

$$\alpha_c = \left(\frac{1}{x}\right) \cdot \int_0^x (59,11 + 10,67x + 9,662x^2) dx = 59,11 + 5,335x + 3,221x^2. \quad (16)$$

Подібні за структурою рівняння також отримані для досліді, дані якого наведені на рис.2

$$\alpha_n = 0,167x^2 + 22,27x + 124,41. \quad (17)$$

$$\alpha_c = \left(\frac{1}{x}\right) \cdot \int_0^x (12441 + 2227x + 0,167x^2) dx = 12441 + 11,135x + 0,0557x^2. \quad (18)$$

$$\alpha_n = a_0 + a_1x + a_2x^2$$

$$\alpha_c = \left(\frac{1}{x}\right) \cdot \int_0^x (a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2) dx$$

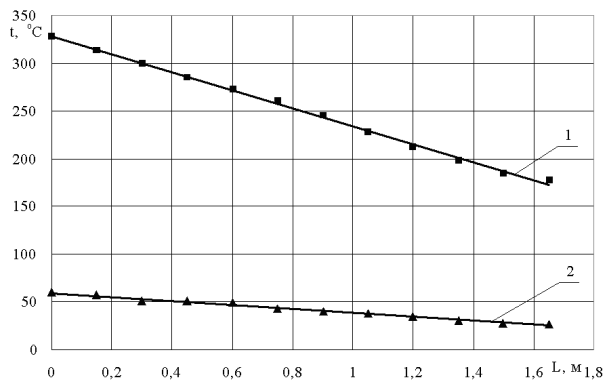


Рисунок 2 – Зміна температури газового потоку (1) та температури стінки (2) по довжині теплообмінника

Умови досліді: частота обертання колінчастого вала двигуна $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$; 100%-ове навантаження двигуна; температура води на вході – $12,5 \text{ }^\circ\text{C}$; частота пульсацій тиску та температури газів – $13,55 \text{ Гц}$; відхилення пульсацій тиску – $261,4 \text{ Па}$; відхилення пульсацій температури – $57,9 \text{ }^\circ\text{C}$

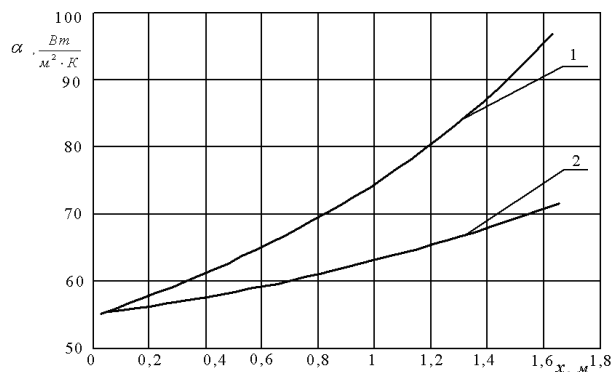


Рисунок 3 – Зміна локального (1) та середнього (2) коефіцієнтів тепловіддачі по довжині труби

Умови досліді: частота обертання колінчастого вала двигуна $n = 600 \text{ хв}^{-1}$; 100%-ове навантаження двигуна; температура води на вході $11,5 \text{ }^\circ\text{C}$; частота пульсацій тиску та температури газів – $5,03 \text{ Гц}$; відхилення пульсацій тиску – $379,5 \text{ Па}$; відхилення пульсацій температури – $24,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

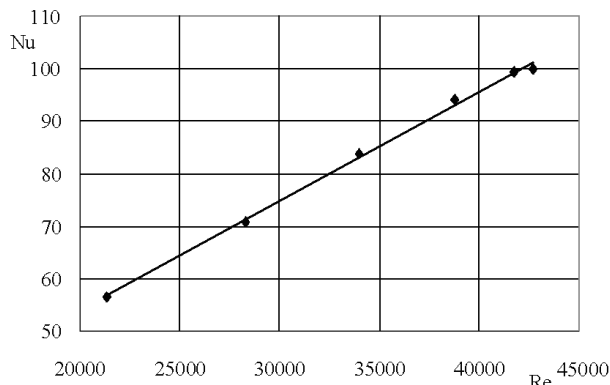


Рисунок 4 – Залежність критерію Nu від критерію Re

Умови досліді: 100 %-ве навантаження двигуна; частота пульсацій тиску та температури газів – від $5,03$ до $13,55 \text{ Гц}$; температура води на вході в ТО – від $11,5$ до $12,5 \text{ }^\circ\text{C}$; відхилення пульсацій тиску від 380 до 1450

Па; відхилення пульсацій температури – від 20,5 до 57,9

Обробка даних експерименту в критеріальному вигляді засвідчила, що зростання критерію Рейнольдса газів за умов одночасної зміни частоти і відхилень пульсацій тиску та температури газів призводить до збільшення критерію Нусельта, який розраховано за середнім коефіцієнтом тепловіддачі (рис.4). Це свідчить про позитивний вплив характеристик турбулентності потоку газу, до яких відносимо частоту і значення згаданих відхилень, на конвективний теплообмін.

Отримані нами результати узгоджуються з даними щодо тепловіддачі пульсуючого потоку рідини в горизонтальній трубі, що засвідчує їх надійність [6].

Література

1. Герловин Л.И., Слущер С.М. Судовые утилизационные и комбинированные котлы. – Л.: Судпромгиз, 1962.–178 с.

УДК.621.532.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОБМІНУ ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТУ

Я.М.Дем'янчук

ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, teplo@ifdtung.if.ua

Проведено дослідження процесу теплообміну трубчастого тепломасообмінного елемента на різних режимах роботи. В результаті обробки експериментальних даних отримано критеріальну залежність, яка може бути використана при проектуванні і розрахунку оптимальних параметрів роботи масообмінних апаратів газової і хімічної промисловості

При видобуванні та транспортуванні природного газу від родовищ до споживачів постає питання вилучення з газового потоку надмірної кількості газоподібної вологи, яка призводить до утворення гідратів у внутрішній порожнині трубопроводів, корозії устаткування, що, в свою чергу, збільшує витрати на транспортування, а в окремих випадках спричиняє аварії. Тому ефективна робота установок осушення газу відіграє важливу роль у надійному функціонуванні газотранспортної системи в цілому. У вітчизняній практиці широко застосовується абсорбційне осушення природного газу за допомогою гліколю високої концентрації. В

експлуатаційних витратах на осушення газу основну частину складають втрати гліколю з

2. Иванов В.Д., Смирнов Ю.А. Эксплуатация котельных установок дизельных судов. – М.: Транспорт, 1971. - 210с.

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. Долішній Б.В., Козак Ф.В. Про утилізацію теплоти відхідних газів двигуна внутрішнього згорання / Вісник Державного університету "Львівська політехніка". Спеціальний випуск: Проблеми економії енергії. – Львів, 1998. - с. 92.

5. М.А. Михеев, И. М. Михеева. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. 342 с.

6. И.М. Федоткин, А.С. Заяц. Обобщение опытных данных по теплоотдаче к пульсирующему потоку жидкости в горизонтальной трубе / Известия высших

учебных заведений. – 1968. – № 11. – С. 72-76.

Research has been done into the heat exchange process of tubular heat-mass exchange element under various operation regimes. The resulting experimental data showed criteria dependency, which can be used when projecting and calculating optimal operating parameters of mass-transfer apparatus of gas and chemical industries

потоком осушеного газу [1]. Отже, радикального зменшення експлуатаційних витрат можна досягнути при використанні таких технологій осушення газу, які забезпечують мінімальні втрати абсорбента.

Досягненню поставленої мети буде сприяти використання гліколів зниженої концентрації за умови низької температури контакту з газом. Крім того, знижена концентрація гліколю дозволить зменшити затрати на його регенерацію. Все це вимагає розробки та застосування принципово нового типу абсорбційного обладнання.