

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ДАНІЛЕЙЧЕНКО Олександр Анатолійович

УДК 621.43.068

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПРЕСОРА
КАСКАДНО-ТЕПЛОВОГО СТИСКУ ДЛЯ НАДДУВУ
ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 05.05.03 - Теплові двигуни

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2003

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Двигуни внутрішнього згоряння» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля Міністерства освіти і науки України, м. Луганськ.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Крайнюк Олександр Іванович,

Східноукраїнський національний університет ім.В.Даля, зав.кафедрою
«Двигуни внутрішнього згоряння»

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Пелепейченко Володимир Ігорович,

Інститут внутрішніх військ Міністерства внутрішніх справ України, м.
Харків, професор кафедри автомобільної техніки

кандидат технічних наук, доцент

Перерва Павло Якович

Казенне підприємство “Харківське конструкторське бюро з двигунобудування” Міністерства промислової політики України, м. Харків, начальник сектора

Провідна установа: Національний аграрний університет, кафедра тракторів і автомобілів,
Міністерство освіти і науки України, м. Київ.

Захист відбудеться « 23 » жовтня 2003 р. у 13⁰⁰ годин на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.13 при Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м.Харків, вул.Фрунзе 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Автореферат розісланий «22 » вересня 2003 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради



Парсаданов І.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Пріоритетним напрямком розвитку двигунів транспортних установок на сучасному етапі, як і раніше, є поліпшення їх паливної економічності. Удосконалювання

робочого процесу теплосилових установок у рамках традиційних схем і пристроїв близьке до своїх граничних показників. Разом з тим, значний резерв підвищення загального ККД установки зв'язаний з утилізацією вторинної (скидної) теплоти відпрацювавших газів і охолоджуючої рідини двигуна. Для транспортних двигунів найбільший інтерес представляють системи внутрішньої утилізації, які перетворюють вторинну теплоту в додаткову механічну роботу чи наддувне повітря. Однак широкому впровадженню апробованих схем внутрішньої утилізації перешкоджає їх висока вартість, недостатня надійність та складність виготовлення. Відзначене обумовлює актуальність пошуку схем теплосилових установок і систем утилізації, що реалізують нові принципи організації робочого процесу і задовольняють умовам ефективної роботи при використанні різних джерел теплової енергії.

Перспективний напрямок розвитку теплоперетворюючих пристроїв базується на використанні принципу каскадно-теплового стиску (КТС) робочого тіла в роторних агрегатах безперервної дії. У випадку, якщо споживачем стиснутого тіла є розширювальна машина, агрегат КТС розглядається як генератор газу. У системі утилізації теплоти відпрацювавших газів ДВЗ представляється доцільним використання стиснутого в агрегаті КТС робочого тіла для наддуву поршневої частини двигуна. Завдяки відсутності дискретно керованих запірних органів і витискуючих елементів робочих порожнин пристрій має високу надійність і невисокі витрати на виготовлення й обслуговування.

Цілеспрямоване удосконалення компресора КТС і обґрунтований вибір його параметрів визначає необхідність поглиблених досліджень тепломасообмінних процесів у структурних елементах системи наддуву і виявлення закономірностей впливу різних факторів на експлуатаційні характеристики КДВЗ, що є актуальною задачею та має науковий і практичний інтерес.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в рамках державної науково-технічної програми "Екологічно чиста енергетика і ресурсозберігаючі технології" на підставі Наказу Міністерства освіти і науки України (протокол №2 від 30.10.01 р.) і наукових досліджень СНУ ім. В. Даля у галузі двигунобудування (наказ №39-01 від 31.01.98 р.):

"Теоретичні дослідження фізичної сутності процесів трансформації енергії на принципах каскадно-теплового стиску в теплосилових установках" (ДР №0102U002216).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності роботи чотиритактного двигуна шляхом застосування утилізаційної системи наддуву, заснованої на використанні принципу каскадно-теплового стиску.

Об'єкт дослідження – робочий цикл чотиритактного дизельного двигуна з утилізаційною системою наддуву каскадно-теплового стиску.

Предмет дослідження - ежекційна система наддуву з компресором каскадно-теплового стиску (ЕСН КТС).

Методи дослідження - досягнення поставленої мети здійснено на основі системного підходу, що включає математичне моделювання досліджуваних процесів за допомогою диференціальних рівнянь і чисельних методів їх інтегрування, використання методів експериментальних досліджень розроблених макетних зразків ЕСН КТС і робочого процесу дизеля в лабораторних умовах.

Для реалізації поставленої мети передбачене рішення таких задач:

1. Розробка принципової схеми і пристрою компресора КТС.
2. Розробка математичного апарату теоретичного дослідження ЕСН КТС, що включає методи і програмне забезпечення розрахунку робочих процесів структурних елементів системи наддуву й узгодження їх основних параметрів з витратною характеристикою двигуна.
3. Аналіз механізму впливу різних конструктивних і режимних факторів на експлуатаційні показники компресора КТС.
4. Виявлення умов ефективної сумісної роботи складових елементів системи наддуву: компресора КТС, ежектора, поршневої частини двигуна.
5. Розробка і виготовлення експериментальної конструкції ежекційної системи наддуву. Дослідна оцінка техніко-економічних показників двигуна 6Ч12/14 з ЕСН КТС.
6. Розробка рекомендацій із проектування й оптимізації конструктивних параметрів системи ежекційного наддуву транспортних двигунів.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Розроблено новий підхід до організації робочого циклу системи утилізації, заснований на використанні принципу каскадно-теплового стиску.
2. Вперше розроблені математична модель компресора КТС, що базується на використанні методу «пошарової дифузії» і уточненого методу «розпад довільного розриву», що розкривають картину розподілу температури робочого тіла в проточних елементах пристрою; модель узгодження витратних характеристик утилізаційного контуру і поршневої частини двигуна із застосуванням аналітичних залежностей, одержаних на підставі умов ефективної роботи елементів системи наддуву.
3. Вперше виявлені і проаналізовані фізичні особливості робочого процесу компресора КТС, запропоновані концепції удосконалювання його властивостей.

4. Розкрито механізм впливу процесів заміщення і продувки осередків ротора на ефективні показники компресора КТС, отримані граничні значення коефіцієнтів продувки та заміщення, що визначають рівень раціональної інтенсифікації продувки.

5. Встановлена можливість підвищення ККД ЕСН КТС шляхом регулювання витрати повітря, що нагнітається компресором КТС, і зміни геометрії активного сопла ежектора в залежності від режиму роботи двигуна.

6. Вперше в нашій країні розроблена експериментальна конструкція ЕСН із компресором КТС, отримані нові дані її розрахунково-теоретичних і експериментальних досліджень у складі двигуна 6Ч12/14.

Практична цінність одержаних результатів.

1 Розроблений цикл каскадно-теплого стиску розкриває перспективу створення нового класу систем утилізації, що використовують скидку теплоту невисокого потенціалу.

2. Запропоновано методи і розроблено програми розрахунку структурних елементів ЕСН КТС, які дозволяють істотно скоротити трудомісткість, вартість дослідно-конструкторських і доводочних робіт, а також розширити область пошуку нових конструктивних рішень проєктованих пристроїв.

3. Результати розрахунково-експериментального дослідження компресора КТС і системи наддуву у складі двигуна 6Ч12/14 дозволяють розкрити механізм впливу різних факторів на показники роботи ЕСН КТС і розробити рекомендації з розширення області ефективної роботи пристроїв каскадно-теплого стиску.

4. Експериментальна конструкція компресора КТС може служити як об'єктом досліджень, так і інструментом вивчення можливості використання принципу каскадно-теплого стиску в перспективних схемах систем паливостачання і камерах згоряння ГТУ.

Результати роботи використовуються в проєктних і дослідницьких підрозділах ВО «Юждизельмаш», ХК «Луганськтепловоз». Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень використовуються в програмах навчальних курсів «Утилізаційні системи теплосилових установок», «Газова динаміка і агрегати наддуву» за спеціальністю 7.090210 - "Двигуни внутрішнього згоряння" у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля.

Особистий внесок здобувача. При виконанні дисертаційної роботи автор брав безпосередню участь:

- у розробці макетного зразка компресора КТС і експериментальної конструкції ЕСН КТС;
- у створенні безмоторного і моторного стендів;

- у проведенні розрахунково-експериментальних досліджень компресора КТС і ЕСН КТС у складі дизеля;

В опублікованих роботах особисто автором:

- розроблена схема і пристрій каскадно-теплового стиску;
- виявлені залежності ККД і стиску компресора на різних режимах роботи від величини відносної витрати повітря, визначена раціональна кількість передатних каналів;
- запропоновано алгоритм розрахунку процесів тепломасообміну в продувних об'ємах теплосилових установок з використанням методу «пошарової дифузії»;
- розроблено математичну модель процесів заміщення і продувки;
- зроблена оцінка якості продувки осередків ротора на показники роботи компресора КТС, встановлені оптимальні значення коефіцієнтів заміщення і продувки;
- виявлено критерії сумісної роботи елементів ЕСН КТС і поршневої частини двигуна;
- запропоновано використання пристрою КТС, як генератора газу і агрегату зовнішнього сумішоутворення;
- розроблено рекомендації з поліпшення ефективних показників камери згоряння КТС.

Апробація роботи. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на V і VII Міжнародних конгресах двигунобудівельників (Рибаче-Крим-Україна) у 2000 і 2002 р., а також науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля (Луганськ) у 1998-2003 р.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 16 наукових праць: 6 статей у фахових виданнях та 2 статті у міжнародних збірниках наукових праць, 6 деклараційних патентів України та 2 патента Росії.

Обсяг і структура роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків та 1 додатка. Повний обсяг дисертації складає 203 сторінки, з них 15 ілюстрацій по тексту, 67 ілюстрацій на 45 сторінках, 4 таблиці по тексту, 1 додаток на 3 сторінках, 115 найменувань використаних літературних джерел на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульовані мета і задачі дослідження, викладена наукова новизна, практичне значення, інформація про апробацію і про публікацію основних положень роботи.

У першому розділі здійснено огляд робіт, спрямованих на поліпшення енерговикористання в теплосилових установках. Встановлено, що значні резерви підвищення ефективності транспортних установок представляє утилізація скидної теплоти двигуна для поліпшення повітропостачання. Однак, існуючі схеми систем утилізації теплоти малоприйнятні для дизелів

малої і середньої потужності через високу вартість та складність виготовлення, а також недостатню ефективність їх роботи, особливо в контурах з відносно невисокою температурою теплоносія.

Розвитку систем повітропостачання й утилізації сприяли роботи А.Е.Сімсона, Ф.Л.Лівенцева, В.Д.Сахаревича, А.П.Марченка, Н.К.Шокотова, А.Ф.Шеховцова, В.Г.Дяченка, В.Г.Кривова, О.І.Крайнюка, Ю.А.Кулікова та ін.

Один з перспективних напрямків розвитку теплоперетворюючих пристроїв базується на використанні принципу каскадно-теплого стиску робочого тіла в роторних агрегатах безупинної дії. Основна ідея побудови робочого циклу агрегату КТС полягає в попередньому стиску робочого тіла в замкнутому об'ємі (осередку) у наслідок послідовного надходження в нього повітря із суміжних осередків ділянки розширення і наступному підвищенні тиску в процесі підведення теплоти до розглянутого об'єму від зовнішнього чи внутрішнього джерела. Частина стиснутого в такий спосіб робочого тіла відводиться до споживача, а частина, що залишилась, передає енергію надлишкового тиску в процесі каскадного масообміну на ділянці стиску (рис. 1).

Конструктивно компресор КТС може бути виконаний у вигляді ротора, розділеного перегородками на замкнуті об'єми, що обертається навколо статора з нерухомими передаточними каналами, і корпуса, що охоплює ротор, із продувною магістраллю і сектором підведення теплоти.

В утилізаційному контурі відпрацювавших газів з максимальною температурою 450 - 530°C, оптимальні умови роботи компресора КТС досягаються на режимах невеликого відбору робочого тіла до споживача, на яких тиск нагнітання складає не менш 0,28 – 0,33 МПа. У найпростішій схемі застосування компресора КТС для наддуву ДВЗ необхідне узгодження витрати з характеристикою споживання повітря поршневою частиною двигуна здійснюється шляхом засмоктування повітря з атмосфери за допомогою ежектора, активним потоком у якому є повітря, що нагнітається компресором КТС. Така ежекційна система наддуву, власне кажучи, є утилізаційною, оскільки наддув здійснюється за рахунок перетворення скидної теплоти при найменшому протитиску випуску відпрацювавшим газам з циліндрів.

Разом з тим, недостатня вивченість закономірностей робочого процесу і відсутність даних кількісного впливу різних режимних і конструктивних факторів на експлуатаційні характеристики агрегату КТС припускає необхідність проведення великого об'єму робіт з доведення кожного конструктивного варіанта установки. З огляду на складність реєстрації і візуалізації тепломасообмінних процесів у проточних елементах ротора необхідно визнати, що найбільш ефективним інструментом розширення області пошуку найкращого сполучення параметрів є чисельне моделювання робочого циклу пристрою КТС.

Другий розділ присвячено математичному моделюванню тепломасообмінних процесів, що протікають у компресорі КТС, виявленню особливостей робочого циклу КТС і дослідженню впливу режимних і конструктивних параметрів на показники роботи компресора КТС.

Математична модель робочого процесу компресора КТС базується на спільному вирішенні рівнянь тепломасообміну в осередках ротора з рівняннями руху газоповітряного середовища в каналах статора. В основі моделі закладені припущення про квазістаціонарність процесів масообміну в осередках ротора й одномірній уяві несталого руху робочого тіла в передаточних каналах статора.

Відповідно до розробленого методу "пошарової дифузії" об'єм осередку умовно розділяється нерухомою сіткою на рівні елементарні розрахункові шари, величина яких вибирається з умови повного розчинення в них робочого тіла, що надійшло за період розрахункового кроку із суміжних шарів, причому кожен шар має однорідні термодинамічні параметри. На першому етапі розрахунку всі елементарні розрахункові шари розглядаються як закриті термодинамічні системи, крім першого й останнього, котрі є відкритими термодинамічними системами.

Зміна термодинамічних параметрів в елементарному розрахунковому шарі в загальному випадку розглядається як результат одночасного впливу на робоче тіло, що спочатку міститься в цьому шарі, трьох факторів: підведеної ззовні теплоти (dQ_w), роботи проштовхування умовних меж між суміжними шарами ($dL_{\text{деф}}$), розведення робочим тілом (масою dm_{int}), що надходить з боку суміжних шарів.

Відповідно до першого закону термодинаміки для відкритої системи зміна параметрів, у крайньому з боку надходження робочого тіла розрахунковому шарі, описується рівнянням:

$$dU_1 = (C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) dm_{\text{int}} + dL_{\text{ДЕФ}1} + dQ_w ,$$

Для випадку $C_v = \text{const}$ маємо:

$$dT_1 = \frac{(C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) dm_{\text{int}} + dQ_w + dL_{\text{ДЕФ}i} - C_v T dm_{\text{int}}}{C_v m_1} ,$$

де m_1 - первісна маса газу в шарі; T_{int} – температура робочого тіла, яке надійшло у осередок; $W^2/2$ - кінетична енергія потоку у перерізі впускного вікна.

Для внутрішніх розрахункових елементів розрахунок термодинамічних параметрів на кожному розрахунковому кроці здійснюється в два етапи. На першому етапі параметри у

внутрішніх шарах змінюються під впливом підведеної теплоти і роботи деформації. Тоді зміна температури у внутрішніх шарах визначається рівнянням:

$$dT_i = \frac{dQ_w + dL_{\text{деф}i}}{C_v \cdot m_i}.$$

Сумарна деформація кожного внутрішнього шару, обумовлена зсувом умовної межі між шарами, викликає зміну тиску в об'ємі осередку наприкінці першого етапу розрахункового кроку, що може бути визначене шляхом спільного рішення системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot R_r \cdot T_1^{j+\frac{1}{2}}}{x_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_1}; \\ \dots\dots\dots; \\ p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R_r \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}}{x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i}; \\ \dots\dots\dots; \\ p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_N^{j+\frac{1}{2}} \cdot R_r \cdot T_N^{j+\frac{1}{2}}}{x_N^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} x_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_1 = x_1^j \cdot f_1 + \Delta x_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_1; \\ \dots\dots\dots; \\ x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i = x_i^j \cdot f_i - \Delta x_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_{i-1} + \Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i; \\ \dots\dots\dots; \\ x_N^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N = x_N^j \cdot f_N + \Delta x_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_{N-1}; \end{array} \right.$$

де p - тиск в об'ємі осередку; R_r - газова постійна; $x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i$ - об'єм розрахункового шару;

$\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}}$ - зсув умовних меж шарів; j - часовий розрахунковий крок ($1/2$ указує на перший етап).

До початку другого розрахункового кроку розподіл термодинамічних параметрів в об'ємі осередку визначається шляхом усереднення в межах кожного шару:

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_{N*}^{j+\frac{1}{2}}; \quad T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_{N*}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_N^{j+\frac{1}{2}}}{m_N^{j+1}},$$

де $\Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}}$ - маса газу в об'ємі $\Delta x_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N$, $m_{N*}^{j+\frac{1}{2}}$ - маса газу, що залишилася в об'ємі $x_{N*}^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_N$.

Збільшення тиску в осередку, у результаті дії відцентрової сили обертання ротора визначається відповідно з виражень:

$$\Delta p_{\text{int}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot \omega^2 \cdot R_u^\Sigma}{f_{\text{int}}}, \quad \Delta p_{\text{out}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot \omega^2 \cdot R_u^\Sigma}{f_{\text{out}}}$$

де m - маса робочого тіла в осередку; ω - кутова швидкість ротора; $f_{\text{int}}, f_{\text{out}}$ - площа вхідного і вихідного перерізів осередку.

При визначенні загальної витрати робочого тіла через вікна високого і низького тиску виконується розрахунок процесів витікання одночасно з усіх осередків, сполучених на розглянутому розрахунковому кроці з відповідними вікнами. Таким чином, витрата робочого тіла, наприклад у вікнах підведення і відводу високого тиску, розраховується за наступними формулами:

$$G_{\text{ввт}} = \sum_{i=1}^{Z_3} \left(\mu \cdot f_{\text{out}}^i \cdot (P_{i \text{ я}} + \Delta P_{i \text{ out}}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R \cdot T_{i \text{ я}}^j} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{зк}} + \Delta P_{j-1} / 2}{P_{i \text{ я}} + \Delta P_{i \text{ out}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{\text{зк}} + \Delta P_{j-1} / 2}{P_{i \text{ я}} + \Delta P_{i \text{ out}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \right)$$

$$G_{\text{пвт}} = \sum_{i=1}^{Z_3} \left(\mu f_{\text{int}}^i (P_{\text{зк}} - \Delta P_{j-1} / 2) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{1}{R \cdot T_{\text{зк}}}} \cdot \left[\left(\frac{P_{i \text{ я}} - \Delta P_{i \text{ int}}}{P_{\text{зк}} - \Delta P_{j-1} / 2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{i \text{ я}} - \Delta P_{i \text{ int}}}{P_{\text{зк}} - \Delta P_{j-1} / 2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right)$$

де Z_3 - кількість осередків, що знаходяться в секторі заміщення; $\Delta P_{\text{int}}, \Delta P_{\text{out}}$ - умовні перепади тиску у вхідному і вихідному перерізах осередку, викликані дією відцентрової сили на вміст осередку; ΔP - втрати тиску у магістралі.

Максимальний тиск циклу з урахуванням відводу частини робочого тіла до споживача може бути знайдено з виразу:

$$P_{\text{зк}i} = \frac{(m_{\text{т}i} - m_{\text{отб}i}) \cdot R_{\text{г}} \cdot T_{\text{зк}i}}{V_{\text{т}}},$$

$$\text{тут } T_{\text{зк}i} = T_{\text{ск}i} + \frac{Q_{\text{підв}i}}{G_{\text{пвт}i} \cdot C_v} - \frac{\left(C_p \cdot T_{\text{ск}i} + \frac{W_{\text{отб}i}^2}{2} \right) m_{\text{отб}i} + C_v \cdot T_{\text{ск}i} \cdot m_{\text{отб}i}}{C_v \cdot m_{\text{т}i}},$$

де $m_{\text{т}}$, $V_{\text{т}}$ - маса робочого тіла в магістралі високого тиску до відбору і об'єм магістралі витискання, $m_{\text{отб}}$ - маса робочого тіла, відведеного до споживача, $T_{\text{зк}}$ - максимальна температура робочого тіла в теплообміннику; $Q_{\text{підв}}$ - тепловий потік між робочим тілом і стінками утилізаційного теплообмінника.

Моделювання робочого циклу компресора КТС зводиться до послідовного розрахунку параметрів стану одночасно в двох суміжних осередках, з'єднаних відповідним передаточним каналом статора, при цьому розрахунок проводиться в напрямку від контуру заміщення до контуру продувки. Розрахунок виконується до збігу термодинамічних параметрів поточного

розрахункового циклу з відповідними значеннями параметрів на попередньому робочому циклі.

У результаті досліджень виявлено зворотний зв'язок ступеня підвищення тиску в компресорі КТС ($\pi_{\text{КТС}} = P_{\text{ЗК}} / P_0$) і відносної витрати повітря. Під відносною витратою $\bar{G}_{\text{отб}}$ мається на увазі відношення витрати робочого тіла $G_{\text{отб}}$, відведеного до споживача, до добутку об'ємної пропускної здатності ротора \mathcal{Q} (яка, у свою чергу, є добутком об'єму ротора V_p на частоту його обертання n_p) на густину заряду $\rho_{\text{ПНТ}}$ по параметрах у вікні ПНТ ($\bar{G}_{\text{отб}} = G_{\text{отб}} / (\mathcal{Q} \cdot \rho_{\text{ПНТ}})$). Значення $\bar{G}_{\text{отб}}$, відповідні екстремуму функції $\eta_{\text{КТС}}^{\text{ад}} = f(\bar{G}_{\text{отб}})$, залежать від максимальної температури циклу $T_{\text{ЗК}}$, зсуваючись у бік великих значень при зростанні $T_{\text{ЗК}}$. У діапазоні режимів $T_{\text{ЗК}} = 450-750\text{K}$ раціональні значення $\bar{G}_{\text{отб}}$ (за критерієм максимального $\eta_{\text{КТС}}^{\text{ад}}$), з урахуванням витоків у реальних конструкціях, знаходяться в межах 14-25%, причому більш високим температурам відповідають завищені значення (рис.2). Слід зазначити, що адиабатичний ККД компресору КТС розраховувався за формулою $\eta_{\text{КТС}}^{\text{ад}} = G_{\text{отб}} \cdot k / (k-1) \cdot R T_0 ((P_{\text{ЗК}} / P_0)^{(k-1)/k} - 1) / Q_{\text{подв}}$.

До числа інших найважливіших факторів, що визначають ефективність роботи компресора КТС, відноситься кількість каналів статора. Встановлено, що у діапазоні робочих температур, реалізованих у компресорі, раціональна кількість каналів, з погляду інтенсифікації впливу на індикаторні показники, обмежується значенням 23-27, однак у реальних конструкціях у силу технологічних і конструктивних факторів зменшується до 14-18 (рис.3).

Третій розділ присвячено моделюванню роботи і розрахунковим дослідженням ежекційної системи наддуву каскадно-теплового стиску.

Узагальнюючим критерієм погодженості розмірних параметрів елементів ЕСН КТС може служити досягнення максимально можливого тиску наддуву.

Вичерпне рішення цієї задачі припускає уточнене моделювання режимів сумісної роботи всіх елементів системи. Однак на етапі попереднього пошуку конструктивних параметрів можуть бути використані спрощені залежності робочих процесів, отримані на підставі наступних умов ефективної роботи елементів системи наддуву:

- максимально можливе використання теплоти відпрацювавших газів у теплообмінному контурі КТС;

- відповідність відносної витрати робочого тіла ($\bar{G}_{\text{отб}}$) максимальному адиабатичному ККД ($\eta_{\text{КТС}}^{\text{ад}}$) процесу стиску повітря для заданої температури робочого циклу ($T_{\text{ЗК}}$);

- наближення режиму роботи ежектора до граничного, на якому швидкість ежектованого повітря в перерізі запирання стає критичною.

Реалізація першої з умов, пов'язана з мінімізацією перепаду температур між відпрацюваними газами ДВЗ і повітрям у компресорі, як у вхідному ($T_{g2}-T_{ck}$), так і вихідному ($T_{g1}-T_{zk}$) перерізах теплообмінника витискувальної магістралі компресора КТС. І таким чином, поряд з оптимізацією розмірів теплообмінника, припускає відповідність масової пропускної здатності ротора КТС тепловому потоку відпрацюваних газів ДВЗ.

Максимально можлива температура робочого циклу компресора КТС і мінімальна температура відпрацюваних газів, які залишають теплообмінник КТС, відповідно визначаються виразами:

$$T_{zk}=T_{g1}-(\Delta T_2)_{\min}, \quad T_{g2}=T_{ck}+(\Delta T_1)_{\min}.$$

Основним розмірним параметром проектованого компресора є проточний об'єм ротора КТС

$$V_R = \frac{60 \cdot G_g \cdot (T_{g1} - (\Delta T_1)_{\min} - T_{ck})}{n_p \cdot \rho_o \cdot \varphi_3 \cdot (T_{g1} - (\Delta T_2)_{\min} - T_{ck})},$$

де G_g – витрата відпрацюваних газів двигуна; $\varphi_3 = G_{пвт}/(\vartheta \cdot \rho_{пвт})$ - коефіцієнт надлишку повітря в осередках, підключених до магістралі витискування; $\rho_o, \rho_{пвт}$ - густина атмосферного повітря та у вікні ПВТ; n_p - частота обертання ротора КТС.

При визначенні розмірів ротора за приведеною формулою невідомим є значення T_{ck} (температури кінця стиску повітря в агрегаті КТС), що є режимною функцією процесу і залежить від температури циклу T_{zk} і відносної витрати $\bar{G}_{отб}$. Значення $\bar{G}_{отб}$, що задовольняє другій з приведених вище умов ефективної роботи елементів системи наддуву, і відповідне цьому режиму значення T_{ck} знаходиться через екстремум графічної функції $\eta_{кТС}^{ад} = f(\bar{G}_{отб})$ для заданої температури циклу $G'_1 \leq G_1 \leq G''_1$.

Проведені дослідження показників роботи ЕСН КТС показали, що, незважаючи на відносно невисокий тиск наддуву (до 0,116 МПа), основний ефект її застосування зв'язаний з мінімальним протитиском випуску відпрацюваних газів з циліндрів. При цьому підвищення ефективного ККД дизеля досягається, як за рахунок безпосереднього зниження роботи насосних ходів тактів газообміну, так і завдяки підвищенню коефіцієнта надлишку повітря в циліндрах. У свою чергу збільшення надлишку повітря поряд з підвищенням густини заряду сприяє поліпшенню наповнення циліндрів свіжим зарядом завдяки інтенсифікації процесу продувки і зниження коефіцієнта залишкових газів.

У четвертому розділі наведено розроблені конструкції дослідних зразків КТС, опис експериментальної установки, методики проведення експериментальних досліджень і оцінку погрешностей вимірів, а також результати безмоторних випробувань компресора КТС і моторних випробувань системи наддуву в складі двигуна 6Ч12/14.

Оцінка адекватності математичної моделі робочого циклу компресора КТС проводилась шляхом порівняння осцилограм тиску в осередку ротора з розрахунковими значеннями, одержаними з урахуванням витоків і теплообміну в каналах статора. Розбіжності в експериментальних і розрахункових значеннях максимального тиску циклу лежать у межах 2,5-5% в усій області зміни $\bar{G}_{отб}$ і $T_{зк}$. Аналогічна картина спостерігається і при порівнянні адіабатичних ККД компресора, визначених за значеннями, одержаними розрахунковими і експериментальними шляхами.

Окремої уваги заслуговує розгляд характеру зміни максимального тиску циклу й ефективного ККД компресора від частоти обертання його ротора. Ефективний ККД з урахуванням необхідності витрат енергії на привод ротора ($N_{пр}$) розраховувався за формулою:

$$\eta_e = \frac{G_{отб} k / (k - 1) R T_0 \left(\left(\frac{P_{зк}}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{N_{пр} T_0 (P_{зк} / P_0)^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{рм} T_{зк}}}{Q_{підв} + C_p \frac{N_{пр}}{\eta_{рм} k / (k - 1) R T_{зк} \left(1 - (P_{зк} / P_0)^{\frac{1-k}{k}} \right)} (T_{зк} - T_{ск})},$$

де $\eta_{рм}$ - ККД умовної розширювальної машини привода ротора потужністю $N_{пр}$.

Найбільших значень обидва ці показники досягають при частоті обертання ротора 1500 хв^{-1} . Наприклад, на режимі, що відповідає $T_{зк} = 720 \text{ К}$, тиск у циклі досягає $0,29 \text{ МПа}$, а $\eta_e = 0,175$. При менших частотах обертання (1000 хв^{-1}) показники значно нижче ($P_{зк} = 0,27 \text{ МПа}$, а $\eta_e = 0,156$). Надмірне збільшення оборотів ротора також приводить до зниження ефективності роботи компресора, обумовленому ростом механічних втрат і збільшенням витрат на продувку осередків ротора. Так, при підвищенні частоти обертання з 1500 до 2500 хв^{-1} коефіцієнти продувки і заміщення зростають на 6-8%, витрати потужності на привод ротора збільшуються майже в 3 рази, а ефективний ККД падає майже на 7%.

На рис.4 і 5 представлено вплив застосування дослідних систем ежекційного наддуву КТС на показники роботи дизеля 6Ч12/14 за навантажувальною і швидкісною характеристикою. Модифікації системи наддуву - ЕКН-10 і ЕКН-11 відповідно мають компресор КТС з довжиною ротора $0,1 \text{ м}$ і $0,11 \text{ м}$ і однакові зовнішній $0,34 \text{ м}$ та внутрішній $0,27 \text{ м}$ діаметри ротора. Завдяки

застосуванню розроблених систем досягнуто зниження питомої ефективної витрати палива на режимах рівної з прототипом потужності від 0,9% у ЕКН-10 до 2,9% у ЕКН-11 і підвищення крутного моменту від 9,3% у ЕКН-10 до 12,2% у ЕКН-11 при одному, з прототипом, коефіцієнті збитку повітря α .

У п'ятому розділі запропоновані шляхи розширення області використання пристроїв каскадно-теплового стиску в теплосилових установках різного призначення.

Розглянуто схемні і конструктивні рішення застосування пристроїв каскадно-теплового стиску як камери згоряння газотурбінної установки, у системах турбонаддуву і паливостачання двигунів з двостадійним сумішоутворенням.

Результати досліджень розроблених схем, показують перспективність використання принципів каскадно-теплового стиску в теплосилових установках нового покоління.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-технічна задача поліпшення економічних і потужносних показників чотиритактного двигуна за рахунок застосування утилізаційної системи наддуву з компресором каскадно-теплового стиску

Основні результати виконаної роботи:

1. Обґрунтовано доцільність використання принципів каскадно-теплового стиску в системах внутрішньої утилізації скидної теплоти для здійснення наддуву двигуна.

2. Розроблено принципову схему і конструкцію компресора КТС, захищену патентами України і Росії. Виготовлено систему ежекційного наддуву з компресором КТС і моторний стенд для її дослідження в складі дизеля 6Ч12/14.

3. Математична модель компресора КТС, що базується на використанні методу «пошарової дифузії» і уточненого методу «розпад довільного розриву», розширює уявлення про механізм протікання реальних процесів тепломасообміну в його проточних елементах і дозволяє одержати характеристики роботи компресора для різних сполучень його конструктивних параметрів.

4. В результаті розрахунково-експериментальних досліджень компресора КТС виявлені і проаналізовані закономірності впливу режимних і конструктивних параметрів на показники роботи компресора КТС.

- Зокрема, встановлена чутливість робочого циклу КТС до якості очищення осередків у процесах продувки і заміщення. У досліджуваній конструкції прийнятні значення коефіцієнтів продувки і заміщення знаходяться в межах 1,6...1,7.

- Доведена енергетична доцільність інтенсифікації процесів продувки і заміщення за рахунок збільшення зовнішнього діаметра ротора. Кожному коефіцієнту продувки і заміщення

відповідає своє граничне значення діаметра, при зменшенні якого дана продувка недосяжна навіть при значному збільшенні частоти обертання ротора.

- Обґрунтована доцільність регулювання відносної витрати робочого тіла, що відводиться до споживача в залежності від максимальної температури циклу $T_{зк}$. Зі збільшенням $T_{зк}$ раціональні значення $\bar{G}_{отб}$ (за критерієм максимального ККД) практично лінійно зростають.

5. Випробування компресора КТС на створеному безмоторному стенді підтвердили можливість достатньо ефективного перетворення підведеної теплоти в енергію стиснутого повітря (на режимі $T_{g1}=710-735\text{K}$ ефективний ККД досягає 16,8-17,5%). Досить високий тиск нагнітання (на вищезгаданому режимі $P_{зк}=0,29-0,3$ МПа) при відносно невисокій витраті повітря визначає доцільність використання компресора КТС у найпростішій схемі ежекційного наддуву двигуна як джерела активного потоку.

6. Запропонований метод узгодження витратних характеристик утилізаційного контуру і поршневої частини двигуна, побудований на аналітичних залежностях, отриманих на підставі умов ефективної роботи ЕСН КТС, значно спрощує пошук сполучень розмірних співвідношень структурних елементів системи наддуву, що забезпечують ефективну роботу КДВЗ у широкому діапазоні зміни його режимів експлуатації.

7. Встановлена можливість підвищення ККД ЕСН КТС шляхом регулювання витрати повітря, що нагнітається компресором КТС і зміни геометрії активного сопла ежектора в залежності від режиму роботи двигуна.

8. Досліджено й експериментально підтверджено ефективність використання ЕСН КТС на дизелі 6Ч12/14. Система дозволяє реалізувати тиск наддуву до 0,116 МПа без збільшення протитиску випуску відпрацьованих газів з циліндрів двигуна, знизити питому ефективну витрату палива на 2,9% на режимі потужності однакової з потужністю прототипу, підвищити крутний момент по зовнішній швидкісній характеристиці на 12,2%.

9. Запропоновано напрямки використання принципу каскадно-теплового стиску в перспективних схемах систем паливостачання і камерах згоряння газотурбінних установок.

Основні положення дисертації опубліковані в роботах:

1. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В., Данилейченко А.А. Применение эффекта теплового сжатия для улучшения энергоиспользования в теплосиловых установках // Вісник Східноукраїнського національного університету.-Луганськ: Вид-цтво СНУ. – 2000.- №9(31). – С.182-189.

Здобувачем описано принцип дії пристроїв каскадно-теплового стиску.

2. Крайнюк А.И., Данилейченко А.А., Гоголя А.М. Математическая модель рабочего

процесса силовой установки каскадного теплового сжатия. // Вісник Східноукраїнського національного університету.-Луганськ: Вид-цтво СХУ. – 2001.- №6(40). – С.162-168.

Здобувачем розроблено математичну модель процесів заміщення і продувки компресора КТС.

3. Крайнюк А.И, Данилейченко А.А., Брянцев М.А., Крайнюк А.А. Газотурбинная установка с камерой сгорания каскадного теплового сжатия // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля.-Луганськ: Вид-цтво СХУ ім.В.Даля.- 2002. - №3(49). - С.110-115.

Здобувачем розроблено рекомендації з поліпшення ефективних показників газотурбінної установки з камерою згорання КТС.

4. Крайнюк А.И., Данилейченко А.А., Крайнюк А.А., Гоголю А.М. Влияние режимных параметров на показатели работы компрессора теплового сжатия // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля. -Луганськ: Вид-цтво СХУ ім.В. Даля.- 2002. - № 11(57). – С.35-40.

Здобувачем виявлені залежності ККД і стиску нагнітання компресора на різних режимах роботи від величини відносної витрати повітря.

5. Пристрій для утилізації теплоти відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання: Патент України №33205А, МПК⁷ F 01K 11/02 / Крайнюк О.І., Крайнюк А.О., Черних А.В., Данілейченко О.А. - №99010258; Заявл. 19.01.1999; Опубл. 15.02.2001, Бюл. №1.- 15с.

Здобувачем розроблено схему системи комплексної утилізації теплоти ДВЗ.

6. Пристрій для утилізації теплоти відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання: Патент України №34826А, МПК⁷ F 01K 11/00 / Крайнюк О.І., Черних А.В., Данілейченко О.А. - №99073952; Заявл. 12.07.1999; Опубл. 15.03.2001, Бюл. №2.- 6 с.

Здобувачем розроблено схему управління продуктивністю циркуляційного пристрою.

7. Тепловий двигун: Патент України №35492А, МПК⁷ F 03G 7/06 / Крайнюк О.І., Данілейченко О.А., Крайнюк А.О., Гоголю А.М., Васильєв І.П. - №99105708; Заявл. 19.10.1999; Опубл. 15.03.2001, Бюл.№2. – 8 с.

Здобувачем запропоновано використання пристрою КТС як генератора газу.

8. Компресор теплового стиску: Патент України №37772А, МПК⁷ F04D25/00/ Крайнюк О.І., Богославський О.Є., Сторчеус Ю.В., Данілейченко О.А, Гоголю А.М., Васильєв І.П., Крайнюк А.О. -№200042132; Заявл. 14.04.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл. №4. –5 с.

Здобувачем розроблено конструкцію ротора з радіальними лопатками для компресора КТС.

9. Двошарова газотурбінна установка: Патент України №46254А, МПК⁷ F 02 С 3/28/ Крайнюк О.І., Данілейченко О.А., Гоголю А.М., Крайнюк А.О. - №2001053058; Заявл. 14.04.2000;

Опубли. 15.05.2002, Бюл.№5. – 9с.

Здобувачем розроблено схему газотурбінної установки с камерою згоряння КТС.

10. Компрессор теплового сжатия: Патент РФ №2189497, МПК⁷ F04B19/24/ Крайнюк А.И., Богославский А.Е., Сторчеус Ю.В., Данилейченко А.А., Васильев И.П., Крайнюк А.А. - №2000106844; Заявл. 20.03.2000; Опубли.20.09.2002, Бюл. №26. – 18 с.

Здобувачем розроблено конструкцію передаточних каналів статора компресора КТС.

11. Комбинированный двигатель внутреннего сгорания: Патент РФ №2196901, МПК7 F02B 33/42, F04F 11/02/ Крайнюк А.И., Богославский А.Е., Данилейченко А.А., Гоголя А.М., Васильев И.П., Крайнюк А.А. - №200012637; Заявл. 11.10.2000; Опубли.20.01.2003, Бюл. №2. – 20 с.

Здобувачем розроблено схему включення агрегата КТС в систему турбонаддуву.

12. Комбінований двигун з подачею додаткового палива в паровій фазі: Патент України №53012А, МПК7 F01M 25/00/ Крайнюк О.І., Данілейченко О.А., Крайнюк А.О., Баранов В.Ю., Васильєв І.П., Брянцев М.А., Гоголя А.М. - №2002010784; Заявл. 31.01.2002; Опубли.15.01.2003, Бюл. №1. – 11 с.

Здобувачем запропоновано використання пристрою КТС як агрегату зовнішнього сумішоутворення.

13. Крайнюк А.И, Данилейченко А.А., Брянцев М.А. Рабочий процесс и перспективы создания компрессора теплового сжатия // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. трудов. Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки.- Харьков:Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ».- 2000. - С.141-145.

Здобувачем запропоновано спрощену математичну модель процесу заміщення компресора КТС.

14. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В., Гоголя А.М., Данилейченко А.А., Брянцев М.А. Расчет процессов тепломассообмена в продувочных объемах теплосиловых установок // Eksploatacja silnikow spalinowych.- Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej. - 2001.– №3.–35-40.

Здобувачем запропоновано алгоритм розрахунку процесів тепломасообміну в продувних об'ємах теплосилових установок з використанням методу «пошарової дифузії».

15. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В., Данилейченко А.А. Влияние качества продувки ячеек ротора на эффективность компрессора теплового сжатия //Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. - Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т»; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. - Вип.34. Двигуни та енергоустановки. - С.18-20.

Здобувачем оцінено вплив якості продувки осередків ротора на показники роботи компресора КТС, встановлені оптимальні значення коефіцієнтів заміщення і продувки.

16. Крайнюк А.И., Ключ О.В., Данилейченко А.А., Крайнюк А.А. Метод согласования размерных параметров элементов эжекционной системы наддува дизеля с компрессором каскадно-теплового сжатия // Международный сборник научных трудов «Повышение эффективности работы энергетических установок». - Калининград: Изд-во КГТУ.-2002. - С.183-191.

Здобувачем виявлені критерії спільної роботи елементів ЕСН КТС і поршневої частини двигуна.

АНОТАЦІЇ

Данилейченко О.А. Розробка та дослідження компресора каскадно-теплового стиску для наддуву чотиритактного двигуна. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 - теплові двигуни. - Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2003.

Дисертацію присвячено поліпшенню експлуатаційних показників двигуна внутрішнього згорання шляхом утилізації скидної теплоти в ежекційній системі наддуву з компресором каскадно-теплового стиску (ЕСН КТС). Розроблено комплекс математичних моделей, методик та програм розрахунку робочих процесів компресора КТС. Проведено розрахунково-експериментальні дослідження впливу режимних та конструктивних параметрів компресора КТС на показники роботи комбінованого двигуна. Результати роботи знайшли промислове впровадження при проектуванні систем повітропостачання транспортних двигунів.

Ключові слова: двигун, утилізація, повітропостачання, каскадно-тепловий стиск для наддуву дизеля, тепломасообмін.

Данилейченко А.А. Разработка и исследование компрессора каскадно-теплового сжатия для наддува четырехтактного двигателя. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 - тепловые двигатели. - Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков, 2003.

Диссертация посвящена улучшению эксплуатационных показателей двигателя внутреннего сгорания путем утилизации сбросной теплоты в эжекционной системе наддува с компрессором каскадно-теплового сжатия (ЭСН КТС).

Проведен обзор работ, направленных на улучшение эффективности систем утилизации сбросной теплоты отработавших газов КДВС. Установлено, что одним из новых направлений развития теплопреобразующих устройств является использование принципа каскадно-теплового

сжатия (КТС) рабочего тела в роторных агрегатах непрерывного действия.

Основная идея построения рабочего цикла агрегата КТС заключается в предварительном сжатии рабочего тела в замкнутом объеме в результате последовательного поступления в него рабочего тела из смежных объемов участка расширения и последующем повышении давления в процессе подвода теплоты к рабочему телу рассматриваемого объема от внешнего или внутреннего источника. Часть сжатого таким образом рабочего тела отводится к потребителю, а оставшаяся часть передает энергию избыточного давления в процессе каскадного массообмена рабочему телу на участке сжатия.

В утилизационном контуре отработавших газов с максимальной температурой 450 – 530°C оптимальные условия работы компрессора КТС достигаются на режимах относительно небольшого отбора рабочего тела к потребителю, на которых давление нагнетания составляет не менее 0,28–0,33МПа. В простейшей схеме применения компрессора КТС для наддува ДВС необходимое согласование расхода с характеристикой потребления воздуха поршневой частью двигателя осуществляется путем всасывания воздуха из атмосферы посредством эжектора, активным потоком в котором служит нагнетаемый компрессором КТС воздух.

Разработан комплекс математических моделей, методик и программ расчета рабочих процессов ЭСН КТС, включающий:

математическую модель компрессора КТС, основанную на использовании методов «последлойной диффузии», учитывающую многослойность распределения термодинамических параметров по ячейке, диффузионные процессы между однородными слоями этих параметров;

модернизированный метод «распад произвольного разрыва», описывающий последлойные течения на начальных участках передаточных каналов;

метод согласования расходных характеристик утилизационного контура и поршневой части двигателя, построенный на аналитических зависимостях, полученных на основании условий эффективной работы структурных элементов КДВС.

Проведены расчетно-экспериментальные исследования компрессора КТС, выявлены и проанализированы закономерности влияния режимных и конструктивных параметров на показатели работы компрессора КТС.

Испытания компрессора КТС на созданном безмоторном стенде подтвердили возможность достаточно эффективного преобразования подведенной теплоты в энергию сжатого воздуха (на режиме $T_{g1} = 710-735\text{K}$ эффективный КПД достигает 16,8-17,5%). Довольно высокое давление нагнетания (на вышеупомянутом режиме $P_{зк} = 0,29-0,3 \text{ МПа}$) при относительно невысоком расходе воздуха предопределяет целесообразность использования компрессора КТС в простейшей схеме эжекционного наддува двигателя в качестве источника активного потока.

Исследована и экспериментально подтверждена эффективность использования ЭСН КТС на дизеле 6Ч12/14. Система позволяет реализовать давление наддува до 0,116 МПа, снизить удельный эффективный расход топлива на 2,9% (в случае реализации мощности равной мощности прототипа), повысить крутящий момент по внешней скоростной характеристике на 12,2% при одинаковом с прототипом коэффициенте избытка воздуха.

Несмотря на относительно невысокое давление наддува, создаваемое ЭСН КТС, основной эффект ее применения связан с минимальным противодействием выпуску отработавших газов из цилиндров. При этом повышение эффективного КПД дизеля достигается как за счет непосредственного снижения работы насосных ходов тактов газообмена, так и благодаря повышению коэффициента избытка воздуха в цилиндрах.

Предложены направления использования принципа каскадно-теплового сжатия в перспективных схемах систем топливоподачи и камерах сгорания газотурбинных установок.

Результаты работы нашли промышленное внедрение при проектировании систем воздухообеспечения транспортных двигателей.

Ключевые слова: двигатель, утилизация, воздухообеспечение, каскадно-тепловое сжатие для наддува дизеля, тепломассообмен.

Danileychenko A.A. Development and study of compressor cascade-heat compression for four-stroke engine supercharging. - Manuscript.

Thesis for a candidate's degree by speciality 05.05.03 - Heat engines. National technical university "Kharkov polytechnic institute", Kharkov, 2003.

The dissertation is devoted to improvement exploitation characteristics of internal combustion engines with by means of heat utilization in jet-pump supercharging system with compressor of cascade-heat compression (JPSS CHC). The complex of mathematics models, methodic and calculation programs of compressor of cascade-heat compression working processes has been developed. The calculation-experimental researches of the influence condition and construction parameters of CHC compressor upon the combine engine's working characteristics have been carried out. The results of the work have found an industrial utility in the design of the transport engines air-supply systems.

Key words: engine, utilization, supercharging, cascade-heat compression for dizel, heat exchange.

ДАНІЛЕЙЧЕНКО Олександр Анатолійович
РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПРЕСОРА КАСКАДНО-ТЕПЛОВОГО СТИСКУ ДЛЯ
НАДДУВУ ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА
05.05.03 - Теплові двигуни

Підписано до друку

Формат 60x84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times.

Друкування офсетне. Розумів. печ. л. 1,0.

Тираж 100 прим. Вид. № _____. Замовлення № _____

Видавництво Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля
91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Дільниця оперативної поліграфії
Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

