

На правах рукописи



Салов Андрей Юрьевич

УЛУЧШЕНИЕ ГАЗООБМЕНА В ДИЗЕЛЕ
С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ ПРИМЕНЕНИЕМ
ЭЖЕКТОРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2022

Работа выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Лазарев Евгений Анатольевич**
доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Официальные оппоненты: **Плотников Леонид Валерьевич**
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Турбины и двигатели» ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург

Каминский Роман Валерьевич
кандидат технических наук, технический директор АО «Турбокомплект», г. Протвино

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет», г. Киров

Защита состоится: «29» июня 2022 г., в 11:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс: (351) 267-93-06. E-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на официальном сайте: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/salov-andrey-yurevich>

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09 E-mail: D212.298.09@mail.ru

Автореферат разослан: «_____» _____ 2022 года.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Современные требования, предъявляемые к процессам газообмена дизелей с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха (НВ), включают простоту конструкции и обеспечение высокой топливной экономичности, в частности за счет снижения затрат мощности на функционирование охладителя наддувочного воздуха (ОНВ).

Недостатками распространенного использования вентилятора для циркуляции охлаждающего воздуха (ОВ) в матрице ОНВ являются повышенные затраты мощности, сложная конструкция, условия эксплуатации и компоновка различных типов привода. Повышение эффективности системы газообмена достигается применением эжекционного способа циркуляции ОВ с использованием энергии отработавших газов (ОГ). При этом циркуляция ОВ осуществляется эжектором, рабочим потоком которого являются ОГ дизеля.

Степень разработанности темы исследования.

В транспортных дизелях без наддува эжекторы в основном используются для циркуляции воздуха через радиатор системы охлаждения и для удаления пыли из воздушных фильтров. Использование эжектора для циркуляции воздуха через матрицу ОНВ в дизелях с газотурбинным наддувом изучено недостаточно полно и нуждается в дополнительном исследовании, в частности распределения энергии ОГ между турбиной и эжектором.

Цель исследования. Улучшение газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом применением эжектора для снижения затрат энергии на охлаждение наддувочного воздуха.

Задачи исследования:

1. Проанализировать использование и перспективы применения эжекторов в системах охлаждения и выпуска отработавших газов (ОГ) транспортных дизелей.
2. Создать комплексную математическую модель системы газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом, охлаждением наддувочного воздуха и эжектором отработавших газов для проведения расчетно-теоретических исследований.
3. Теоретически оценить способы размещения эжектора и взаимосвязи его параметров с параметрами компрессора, охладителя и турбины при комплексном влиянии на процессы газообмена и показатели дизеля.
4. Установить закономерности изменения параметров системы охлаждения наддувочного воздуха, параметров газообмена и геометрических размеров элементов эжектора, обеспечивающие наилучшую топливную экономичность или наибольшую мощность дизеля.
5. Создать опытный образец эжекционного устройства для оценки параметров эжектора на экспериментальной установке при изменении режимов работы поршневого двигателя, используемого в качестве генератора газа.
6. Разработать рекомендации по созданию системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом

Объект исследования. Система охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом, промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и эжектором.

Предмет исследования. Закономерности работы дизеля с газотурбинным наддувом, промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и эжектором.

Научная новизна работы:

1. Разработана комплексная замкнутая математическая модель системы газообмена дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, дополненная описанием процессов в эжекторе при различных способах его размещения в магистрали отработавших газов.

2. Установлена эффективность последовательного размещения эжектора после турбины турбокомпрессора в магистрали отработавших газов системы газообмена.

3. Оценено влияние распределения энергии отработавших газов между турбиной турбокомпрессора и эжектором на эффективность газотурбинного наддува в дизеле

Практическая ценность

1. Разработана методика расчета системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха с условием обеспечения максимальной её эффективности для заданного режима работы двигателя.

2. Определены геометрические параметры эжектора для четырехцилиндрового дизеля с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха.

3. Реализована в программных комплексах Matlab и SolidWorks методика расчета системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха.

4. Обоснована целесообразность оценки эффективности эжектора использованием экспериментальной проверки его параметров на макетном двигателе как генераторе газа.

Методы исследований. Теоретические исследования базировались на основных положениях теории ДВС, классической термодинамики и газовой динамики. Результаты исследований подтверждены удовлетворительным совпадением теоретических и экспериментальных данных.

Апробация работы. Основные положения диссертации обсуждались на научно-практических конференциях ЮУрГУ (2012-2016 гг.), ЧГАА (2012-2014 гг.), на 2-й Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (2016 г.), на расширенном заседании кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» ЮУрГУ (2022 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 научных статей, 5 из них проиндексированы в РИНЦ, в том числе 4 в изданиях, рекомендованных перечнем ВАК и 2 статьи проиндексированы в базе Scopus.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников, состоящего из 80 наименований, из них 12 зарубежных источников. Диссертация изложена на 155 страницах и включает 82 рисунка и 7 таблиц.

Положения, выносимые на защиту:

1. Обобщенная математическая модель системы газообмена с эжекционным охлаждением наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом.
2. Методика расчета системы газообмена с эжекционным охлаждением наддувочного воздуха при условии обеспечения многоцелевой эффективности для заданного режима работы дизеля с газотурбинным наддувом.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность темы, научная новизна и практическая ценность, сформулированы положения, выносимые на защиту.

В **первой** главе рассмотрены оценка и повышение эффективности систем охлаждения наддувочного воздуха. Приводятся известные системы эжекционного охлаждения безнаддувных дизелей В-30, В-46, УТД-20, дизелей 5ТДФ и 6ТД с комбинированным наддувом, где эжектор используется для циркуляции охлаждающего воздуха в радиаторах систем жидкостного охлаждения. Проанализированы известные традиционные системы охлаждения наддувочного воздуха, как составляющих системы газообмена, определены их достоинства, недостатки и применимость.

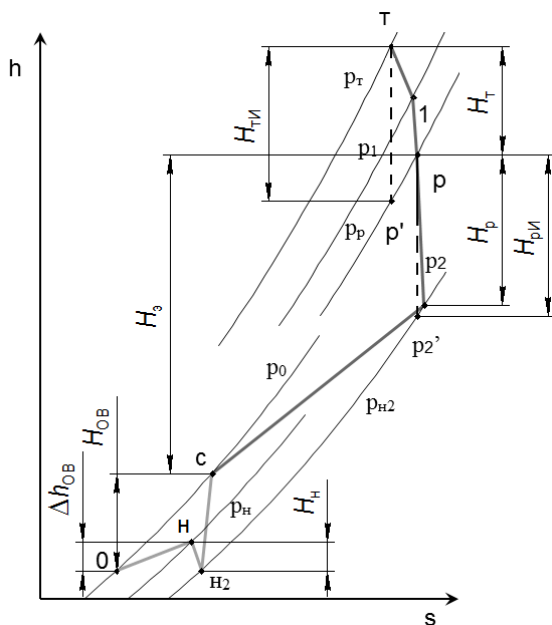
Среди альтернативных способов охлаждения наддувочного воздуха оценено использование турбовентилятора в работах Кустарева Ю.С., эффекта Ранка-Хилша в работах S.Y. Im и S.S. Yu и пароэжекторной холодильной машины в работах Радченко Р.Н., Алексеева С.В., Крайнюк А.И. Исследованиями способов охлаждения наддувочного воздуха занимались Рогг С., Тилльман А. («низкотемпературная» система охлаждения НВ), В.Н. Каминский, E. Codan, I. Vlaskos (цикл Миллера), Л.В. Плотников и др.

В результате анализа обосновывается эжекционная система охлаждения наддувочного воздуха в дизеле с газотурбинным наддувом. Достоинство этой системы состоит в том, что для циркуляции охлаждающего воздуха через матрицу охладителя используется энергия отработавших газов после турбины, а также относительная простота конструкции. В итоге сформулированы цель и задачи настоящего исследования.

Во **второй** главе рассмотрена комплексная математическая модель системы газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом, охлаждением наддувочного воздуха и эжектором отработавших газов.

Известные математические модели, используемые при описании процессов в системе газообмена дизеля, включая:

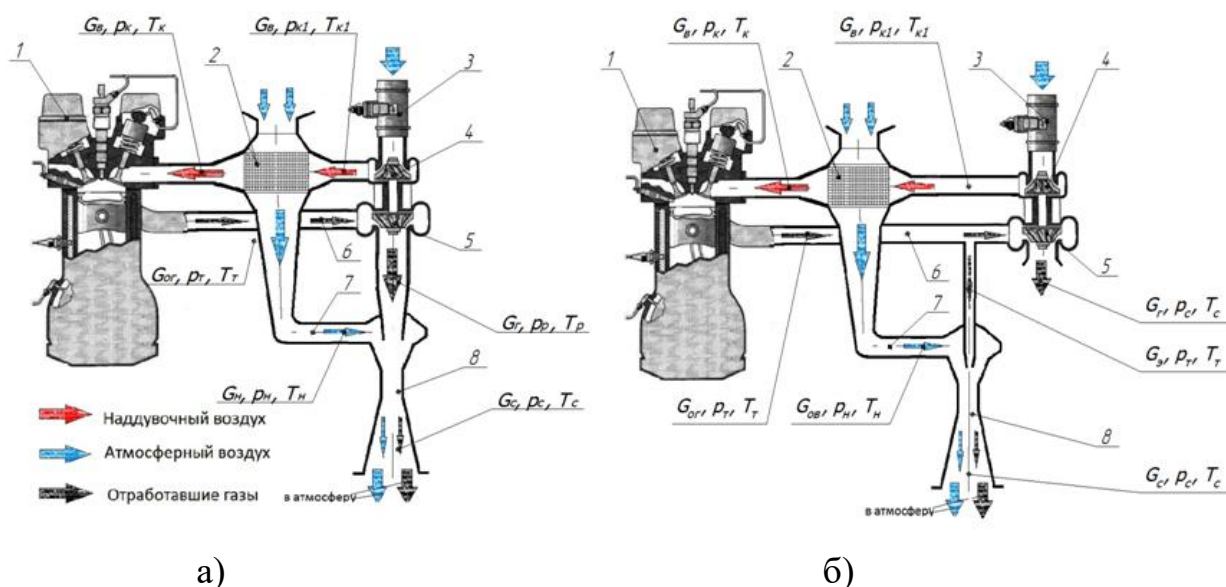
- синтез рабочего цикла,
- определение параметров компрессора, охладителя наддувочного воздуха и турбины, дополнены описанием математической модели (1) процессов в эжекторе отработавших газов и диаграммой (энтальпия h - энтропия s) состояния газовых потоков в турбине, ОНВ и эжекторе:



$$\left\{ \begin{aligned} u &= \frac{G_{об}}{G_3} \\ \sqrt{(u+1)(1+u\theta_p)} z(\lambda_c) &= z(\lambda_c) + u\sqrt{\theta_p} z(\lambda_n) \\ p_c &= p_p \frac{\sqrt{(u+1)(1+u\theta_p)} q(\lambda_p)}{1 + \frac{1}{f_{3p}} q(\lambda_n)} \\ T_c &= T_p \frac{u\theta_p + 1}{u+1} \\ \eta_3 &= \frac{c_p^{об} T_n \left(\pi_{об}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{c_p^{ог} T_p \left(1 - \pi_3^{\frac{k-1}{k}} \right)} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где $G_{об}$ – массовый расход ОВ, G_3 – массовый расход ОГ через эжектор, u – коэффициент эжекции, θ_p – отношение температур охлаждающего воздуха и отработавших газов, $z(\lambda)$ – приведенный импульс потока, $q(\lambda)$ – газодинамическая функция расхода, p_c – полное давление на выходе из эжектора, p_p , T_p – полное давление и температура отработавших газов перед эжектором, f_{3p} – отношение площади камеры смешения (КС) к площади сопла, η_3 – адиабатный КПД эжектора, T_n – температура ОВ на входе в эжектор, $\pi_{об}$ – степень повышения давления ОВ в эжекторе, π_3 – степень понижения давления ОГ в эжекторе, c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Используя разработанную комплексную математическую модели системы газообмена проанализированы две различные схемы размещения эжектора: последовательно (а) и параллельно (б) турбине (рисунок 1).



а)

б)

Рисунок 1 – Схемы размещения эжектора и параметры газовых потоков:

1 – дизель, 2 – ОНВ, 3 – воздушный фильтр, 4 – компрессор, 5 – турбина, 6 – выпускной коллектор, 7 – трубопровод охлаждающего воздуха, 8 – эжектор

В схеме с последовательным размещением эжектора располагаемая степень понижения давления складывается из степеней понижения давления в турбине и эжекторе. В схеме с параллельным размещением эжектора степени понижения давления в эжекторе и турбине равны, а работы эжектора и турбины определяются соответствующими расходами отработавших газов.

Определены коэффициенты эжекции эжектора в каждой схеме. Показана связь элементов схемы и их влияние друг на друга. Для полученной модели из условия постоянства параметров отработавших газов на входе в турбину определены условия определения максимальных степени охлаждения, плотности наддувочного воздуха, топливной экономичности или мощности дизеля. Установлены условия для определения заданных степени охлаждения и плотности наддувочного воздуха при фиксированной степени повышения давления в компрессоре.

Независимо от схем размещения эжектора основные термодинамические процессы, характеризующие газообмен в дизеле с газотурбинным наддувом, охлаждением наддувочного воздуха и эжектором отработавших газов, исключая процессы впуска и выпуска, одинаковы для обеих схем.

Определение искомых параметров элементов системы газообмена осуществляется комплексным параметрическим анализом математических моделей отдельных компонентов. Структура обобщенной математической модели представлена на рисунке 2.

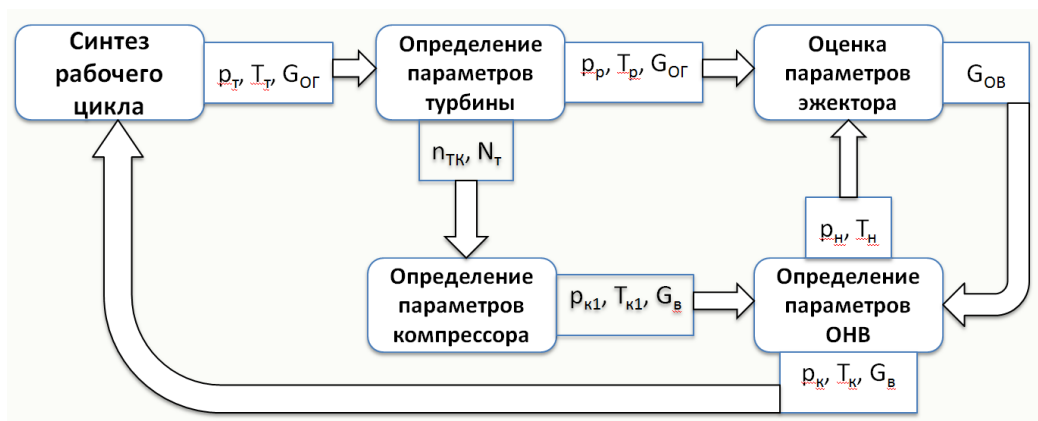


Рисунок 2 – Структура обобщенной математической модели:

p_T, T_T – давление и температура ОГ перед турбиной, G_{OG} – расход ОГ, G_p – расход ОГ через эжектор, n_{TK}, N_T – частота вращения ротора турбокомпрессора, N_T – мощность турбины, p_H, T_H – давление и температура ОВ перед эжектором, G_B – расход НВ, p_{K1}, T_{K1} – давление и температура НВ после компрессора, T_K – давление и температура НВ после ОНВ

Связав уравнениями все элементы системы, становится возможным ее синтез при условии определения геометрических параметров элементов.

К системе могут быть предъявлены различные требования:

- 1) получение максимальной степени охлаждения НВ

$$\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial y}\right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 \Delta T}{\partial y^2}\right)_x < 0 \quad (2)$$

2) получение максимальной плотности НВ

$$\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial y}\right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 \rho_k}{\partial y^2}\right)_x < 0 \quad (3)$$

3) получение максимальной мощности двигателя

$$\left(\frac{\partial N_e}{\partial y}\right)_x = 0 \text{ и } \left(\frac{\partial^2 N_e}{\partial y^2}\right)_x < 0. \quad (4)$$

В этих уравнениях y – переменная дифференцирования при условии постоянства величин, которые обозначаются индексом x . Для первой схемы дифференцирование ведется по π_T или $\pi_э$, во второй – по $G_э$ или G_T . Для случая, когда задаются постоянными параметры отработавших газов перед турбиной, x соответствует π_k , в случае задания постоянной π_k , – x соответствует π_T , а дифференцирование ведется по давлению отработавших газов перед турбиной p_T .

В **третьей** главе приведены результаты численного решения математической модели для дизеля 4ЧН13/15. На номинальном режиме работы дизель имеет степень повышения давления $\pi_k = 2,46$ при $T_{k1} = 405$ К, которую обеспечивает давление ОГ $p_T^* = 208$ кПа при $T_T = 923$ К и степени понижения давления в турбине $\pi_T = 1,96$. Степень охлаждения НВ $\Delta T = 70$ С. Циркуляция ОВ через матрицу ОНВ обеспечивается вентилятором.

Степень охлаждения НВ из условия получения максимальной мощности составляет 83 С при использовании вентилятора. Расход ОВ через ОНВ при этом составляет 0,78 кг/с (рисунок 3).

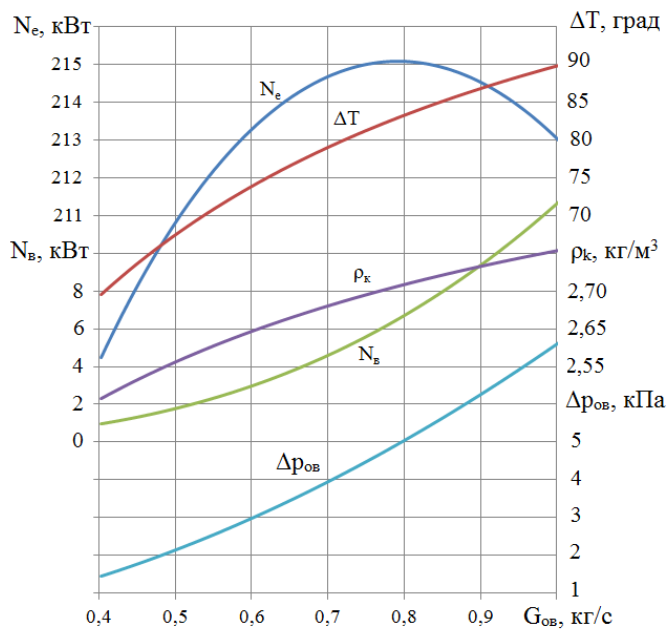


Рисунок 3 – К определению степени охлаждения НВ:

N_e – эффективная мощность, ΔT – степень охлаждения в ОНВ, $N_в$ – мощность вентилятора, ρ_k – плотность НВ, $\Delta p_{ов}$ – гидравлические потери в ОНВ по НВ

Если вентилятор заменяется эжектором, то для его функционирования требуется избыточное давление на выходе из турбины, что при постоянных параметрах ОГ перед турбиной повлечет снижение степени понижения давления в турбине и уменьшение работы компрессора. Для сохранения требуемой $\pi_k = 2,46$ необходимо увеличить давление ОГ перед турбиной.

При фиксированном значении температуры ОГ перед турбиной $T_T = \text{const}$ заданное значение π_k однозначно определяет π_T и, соответственно, увеличение давления ОГ перед турбиной будет приводить к увеличению работы эжектора и, соответственно, к росту коэффициента эжекции (расхода ОВ) (рисунок 4).

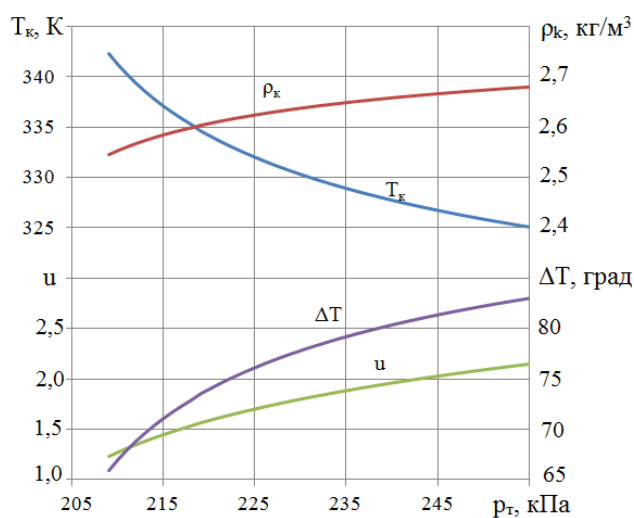


Рисунок 4 – Параметры НВ на выходе из ОНВ в зависимости от давления перед турбиной:
 ρ_k , T_k – плотность и температура НВ после ОНВ, u – коэффициент эжекции, ΔT – степень охлаждения

Для получения номинальной степени охлаждения 70 С при использовании эжектора требуется поднять давление ОГ перед турбиной на 6 кПа – с 208 до 214 кПа. При сохранении исходными $\pi_T = 1,96$ и $\pi_k = 2,46$ коэффициент эжекции составит $u = 1,42$ при степени понижения давления в эжекторе $\pi_э = 1,09$. Расход ОВ при этом составляет $G_{ов} = 0,477$ кг/с. Однако при увеличении противодавления снижается эффективная мощность дизеля.

При $\pi_k = \text{const}$ и $T_k = \text{const}$ максимальное значение степени охлаждения ограничено температурой ОВ на входе в ОНВ. Поэтому степень охлаждения не может увеличиваться бесконечно при увеличении расхода охлаждающего воздуха (рисунок 5).

С определенного момента затраты мощности на циркуляцию ОВ при применении вентилятора становятся неоправданными $p_T < 214$ кПа.

Для схемы с эжектором после турбины при постоянных давлении и температуре ОГ перед турбиной достаточно задать одну из степеней понижения давления (в турбине или эжекторе). Это однозначно определяет параметры всех устройств, входящих в систему газообмена, в частности значение степени понижения давления в эжекторе (турбине) при постоянных параметрах ОГ перед турбиной. При этом определяются или наибольшие значения ΔT , ρ_k , N_e , или наименьшее значение удельного эффективного расхода топлива g_e .

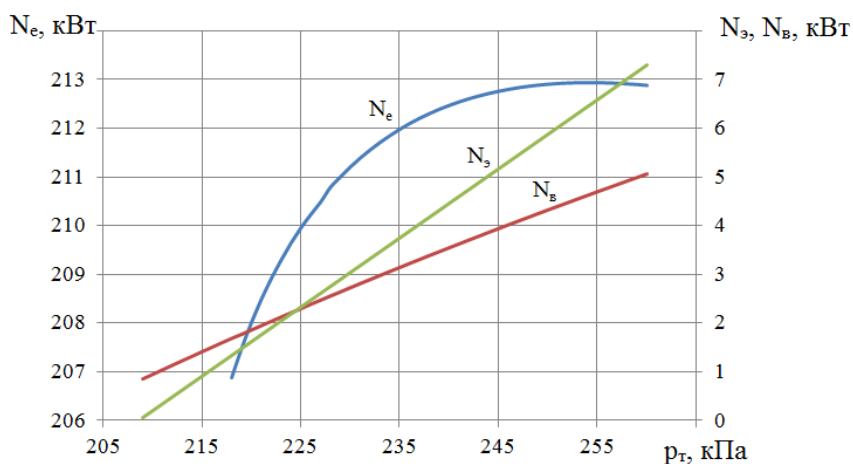


Рисунок 5 – Зависимость мощностей эжектора $N_э$ и эквивалентного вентилятора $N_в$ от давления перед турбиной

Для требуемом $\pi_k = 2,46$ и заданных $p_T = 214$ кПа и $T_T = 923$ К можно определить степень понижения давления в турбине, соответствующую перечисленным условиям (2)-(4), (рисунок 6).

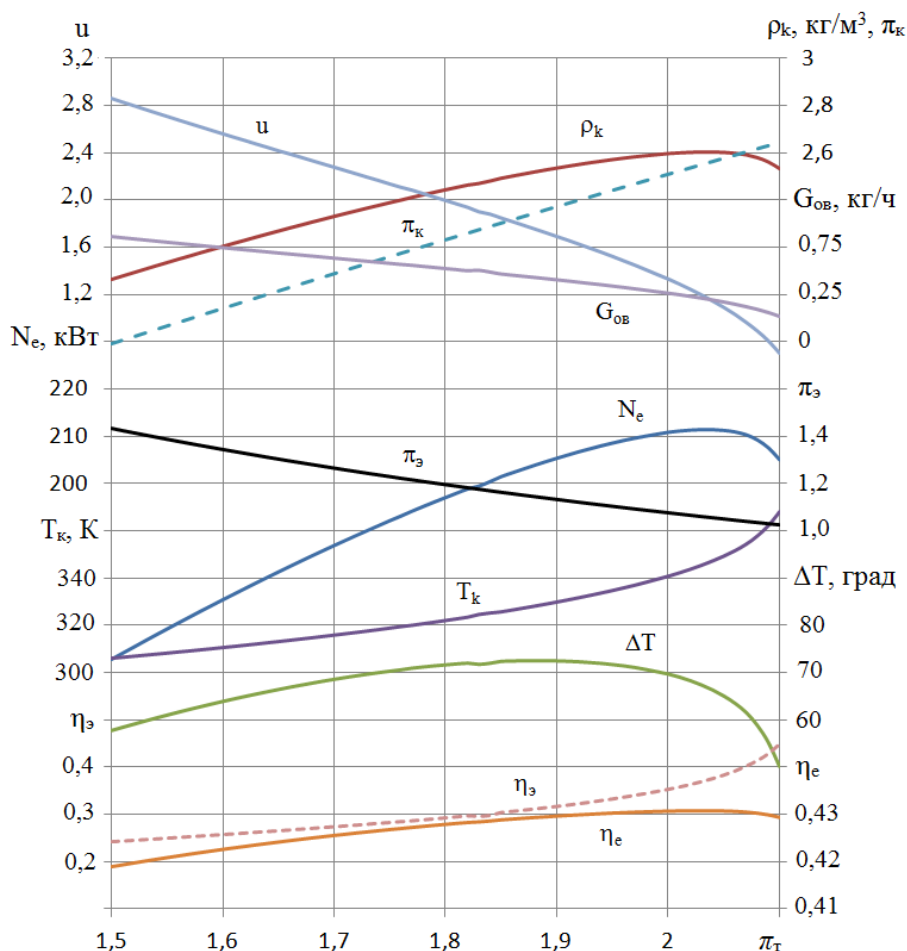


Рисунок 6 – Зависимость параметров НВ и параметров эжектора от π_T при последовательной схеме установки эжектора

Существует максимальное значение степени охлаждения $\Delta T_{\text{макс}} = 72,5 \text{ С}$ при $\pi_T = 1,91$. Существует две точки, в которых степень охлаждения соответствует исходному номинальному значению $\Delta T = 70 \text{ С}$. Однако, точка, соответствующая меньшему значению π_T , не соответствует значению требуемого $\pi_k = 2,46$.

Максимум плотности НВ не совпадает с максимумом степени его охлаждения. Существует максимальное значение плотности НВ $\rho_{\text{макс}} = 2,58 \text{ кг/м}^3$. Соответствующая при этом степень $\pi_T = 2,03$.

В случае размещения эжектора параллельно турбине, давление перед эжектором будет равно давлению перед турбиной. Варьируемым параметром является расход отработавших газов G_3 через эжектор. Задание этого параметра достаточно для решения замкнутой системы обобщенной математической модели (рисунок 7).

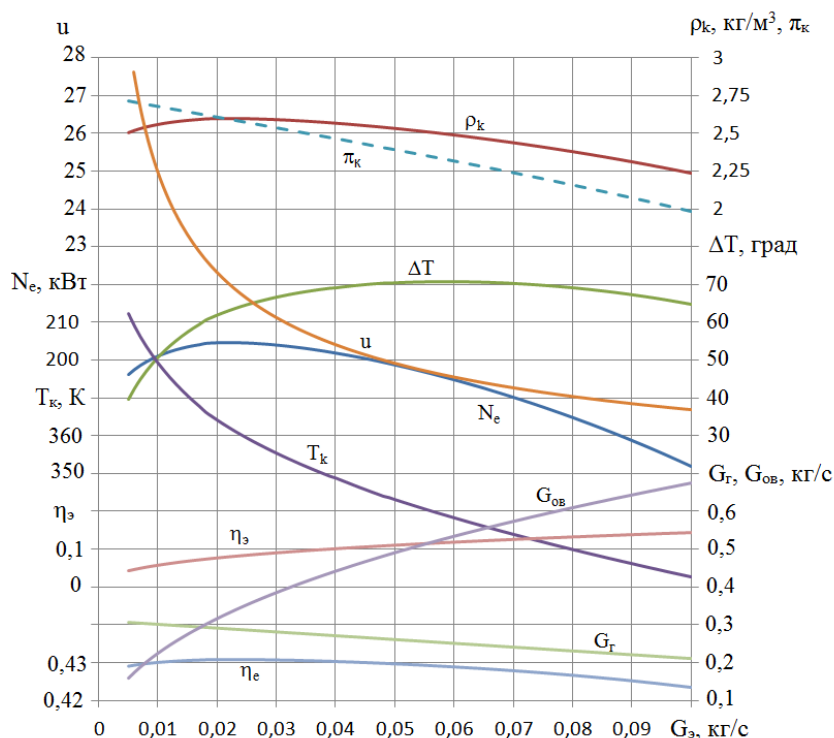


Рисунок 7 – Зависимость параметров НВ и параметров эжектора от G_3 при параллельной схеме установки эжектора

Как и при последовательной схеме, положение максимума плотности НВ смещено относительно максимума степени охлаждения. Максимальной степени охлаждения $\Delta T = 70,5 \text{ С}$ соответствует $G_3 = 0,06 \text{ кг/с}$; максимальному значению плотности $\rho_k = 2,58 \text{ кг/м}^3$ соответствует $G_3 = 0,022 \text{ кг/с}$.

Максимум эффективной мощности дизеля совпадает с максимумом плотности НВ для обеих схем. Объяснить это можно тем, что при постоянном коэффициенте избытка воздуха мощность пропорциональна расходу топлива, который, в свою очередь, пропорционален расходу воздуха. Увеличение расхода воздуха прямо пропорционально возрастанию его плотности.

Параметры газообмена и показатели дизеля для номинального режима работы рассматриваемых схем представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры, соответствующие номинальному режиму для различных систем охлаждения НВ ($N_e = 210$ кВт, $\pi_k = 2,46$ и $G_{ов} = 0,47$ кг/с)

Параметры	Вентиляторная система	Эжекционная система (последовательный способ)	Эжекционная система (параллельный способ)
Коэффициент эжекции u (расход ОВ, кг/с)	--- (0,477)	1,448 (0,47)	15,27 (0,305)
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт/ч	198,2	197,6	203,5
Степень охлаждения ΔT , С	70	70	65,2
Потери мощности на циркуляцию ОВ ΔN_e , кВт	1,42	0,91	7,72

Схема с размещением эжектора после турбины даёт небольшой выигрыш в удельном эффективном расходе топлива по сравнению с вентиляторной системой. Это обеспечивается меньшими затратами мощности на циркуляцию ОВ при применении эжектора по сравнению с вентиляторной системой.

В **четвертой** главе описан испытательный стенд, измерительное оборудование и методика обработки результатов испытаний и оценки погрешностей.

При экспериментальном исследовании использовался макетный эжектор, дано обоснование его применения и определены его размеры. Размеры определялись исходя из уравнения подобия, связывающего коэффициент эжекции, параметры перед эжектором и основной геометрический параметр – отношение площади камеры смешения к площади сопла в эжекторе

$$u = \frac{p_n^*}{p_p^*} (f_{зр} - 1) \frac{q(\lambda_n)}{q(\lambda_p)} \frac{1}{\sqrt{\theta}}, \quad (5)$$

где p_n , p_p – давление ОВ и ОГ соответственно, $f_{зр}$ – отношение площади КС к площади сопла, $q(\lambda)$ – приведенная плотность тока, θ – отношение критической скорости ОВ к критической скорости ОГ.

В качестве генератора газа для испытания макетного эжектора на экспериментальном стенде использовался двигатель ВАЗ 21114 (4Ч8,2/7,1 – четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный, бензиновый), оборудованный агрегатами и системами, обеспечивающими его нормальную работу. Нагрузочное устройство и, смонтированный на выпускной системе, эжектор, оборудованы контрольно-измерительной аппаратурой, механизмами и приборами управления.

Параметры макетного эжектора определены при допущении об одинаковых тепловых свойствах отработавших газов дизеля и бензинового двигателя. Расход ОГ двигателя 4Ч8,2/7,1 на номинальном режиме составляет $G_{огМ} = 0,03$ кг/с, двигатель может работать при давлении отработавших газов до 170 кПа.

Степени повышения давления ОВ и понижения давления ОГ в макетном эжекторе приняты равными расчетным для реального эжектора. Это позволило считать, что коэффициент эжекции будет зависеть только от соотношения площадей КС и сопла и отношения температур потоков.

Таким образом, макетный эжектор имел коническое сопло диаметром 18 мм с углом сужения 30° . Диаметр камеры смешения 69 мм, длина – 695 мм (12 диаметров). Приемная камера эжектора имела диаметр 133 мм. Отрабатывшие газы к соплу подводились по трубе диаметром 48 мм. Для возможности изменения площади сопла использовалась игла с углом 8° , имеющая максимальный диаметр 14 мм, закрепленная на шпильке, проходящей внутри трубы для подвода ОГ. Игла позволяла уменьшать площадь сопла до 60% от номинального значения (рисунок 8 и 9).

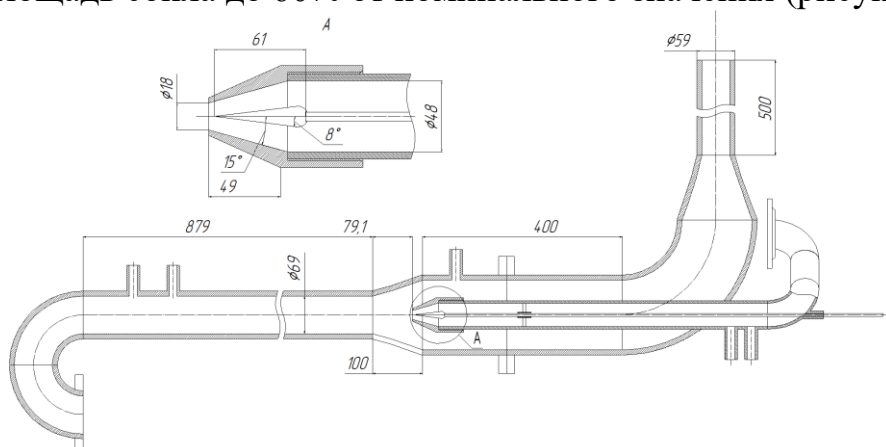


Рисунок 8 – Проточная часть модельного эжектора



Рисунок 9 – Общий вид стенда с установленным эжектором

Перед соплом эжектора имелись штуцеры для измерения статического давления и температуры ОГ. В плоскости среза сопла установлены штуцеры для измерения давления и температуры воздуха в приемной камере.

Регистрируемые параметры двигателя: частота вращения коленчатого вала n , мин^{-1} ; вращающий момент M_K , Н·м; расход топлива двигателем G_T , кг/ч; температуры воды, масла, топлива, воздуха и отработавших газов, С; расход воздуха двигателем G_6 , кг/ч; давление смазочного масла p_m , МПа.

Регистрируемые параметры эжектора: давление p_p ОГ на входе в эжектор, кПа; температура T_p ОГ на входе в эжектор, С; давление p_n воздуха перед камерой смешения эжектора, кПа; температура T_n воздуха перед камерой смешения эжектора, С; расход $G_{ов}$ воздуха через эжектор, кг/ч; давление p_c потока на выходе из эжектора, кПа; температура T_c потока на выходе из эжектора, С.

Методикой исследования предусматривалось решение следующих задач:

- оценка параметров эжектора при определении регулировочной характеристики эжектора;
- определение параметров двигателя и эжектора при работе его на скоростных и нагрузочных характеристиках.

В **пятой** главе приведены результаты экспериментального исследования параметров двигателя, как генератора газа, и эжектора при работе по нагрузочным и скоростным характеристикам. Сопоставляются полученные экспериментальные результаты с результатами теоретического расчета параметров макетного эжектора.

Регулировочные характеристики определяются как изменение параметров эжектора в зависимости от площади сопла. На различных режимах работы двигателя площадь сопла уменьшалась от максимального значения (201 мм^2) до значения, равного 61% (140 мм^2) от площади открытого сопла. Характеристики определялись при постоянной мощности двигателя, как генератора газа.

Сравнение расчётных и экспериментальных значений мощности и расхода воздуха при частоте вращения коленчатого вала $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$, нагрузке 55 Нм и постоянном коэффициенте избытка воздуха, равном 1,04, приведено на рисунке 10.

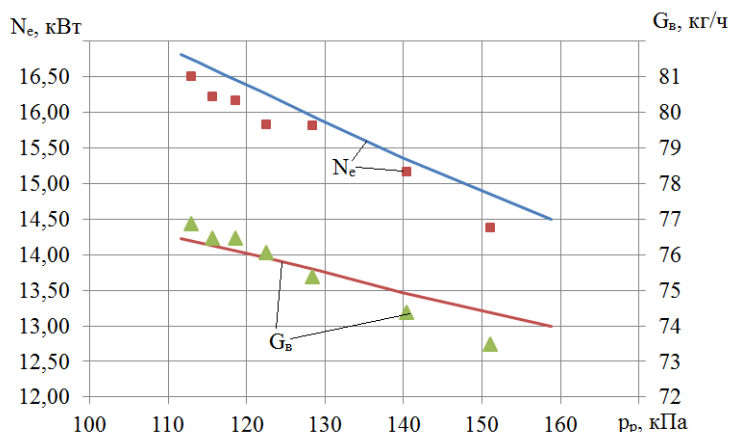


Рисунок 10 – Влияние противодавления на выпуск на показатели мощности и массового расхода воздуха двигателем: экспериментальные значения показаны точками, расчётные – линиями

При увеличении давления от 113 кПа до 151 кПа мощность уменьшилась на $\Delta N_e = 2,13 \text{ кВт}$ – с 16,5 до 14,37 кВт. Расход воздуха уменьшился с 76,9 до 73,5 кг/ч. Погрешность составляет менее 3% по мощности и менее 2% по расходу воздуха.

Для реального эжектора требуется обеспечить $u = 1,42$ при давлении ОГ $p_n = 99800 \text{ кПа}$ и статическом давлении смешанного потока $p_c = 101325 \text{ кПа}$. Требуемый коэффициент эжекции $u = 1,42$ может быть получен при различных давлениях перед соплом – т.е. на разных режимах работы двигателя, как генератора газа.

Точка, соответствующая $u = 1,44$, может быть найдена на кривой, соответствующей нагрузке $M_c = 22 \text{ Нм}$ ($N_e = 6,6 \text{ кВт}$) и расходу ОГ $G_p \approx 48 \text{ кг/ч}$, при давлении

нии ОГ $p_p = 117,3$ кПа. Площадь сопла при этом составляет 77,1% от исходной. Сравнение расчетных и экспериментальных параметров в этой точки показано в таблице 2.

Таблица 2 – Сравнение расчетных и экспериментальных параметров эжектора для $u = 1,42$

Параметр	Расчетное	Экспериментальное	Погрешность, %
Давление p_p , кПа	111	117,3	5,68
Температура T_p , К	814	843	3,56
Давление p_n , кПа	99,2	99,4	0,20
Температура T_n , К	339	338	0,29
Давление p_c , кПа	101,325	102	0,67
p_c/p_n	1,021	1,024	0,39
u	1,44	1,42	1,39

С ростом сопротивления как на входе в эжектор, так и на выходе из него (сопротивления выпускной системы), т.е. энергия ОГ, подводимая к эжектору, начинает расходоваться в большей степени на повышение давления смешанного потока p_c (рисунок 11).

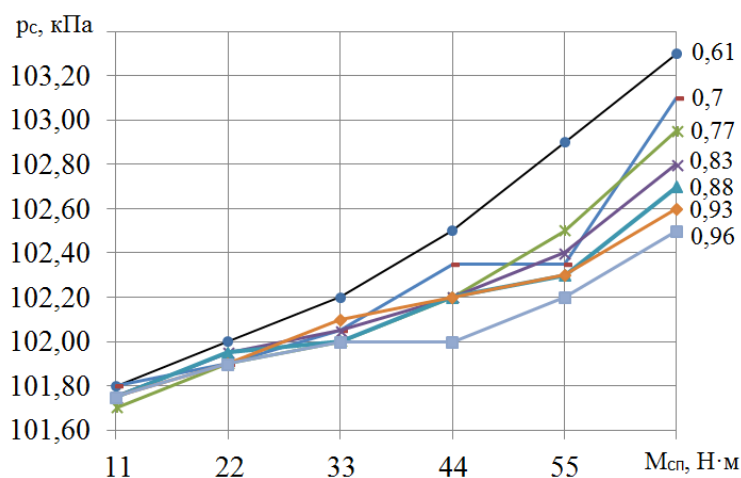


Рисунок 11 – Экспериментальная зависимость давления смешанного потока от режима нагружения при различной степени открытия сопла при $n = 2800$ мин⁻¹: долями показана относительная площадь сопла

Сравнение расчетных и экспериментальных параметров эжектора свидетельствует об адекватности математической модели газообмена.

В **заключении** приводятся итоги выполненной работы. Обобщены результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований. Формулируются основные результаты диссертационного исследования и выводы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате выполненного диссертационного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Анализ газообмена в дизеле с газотурбинным наддувом свидетельствует о целесообразности использования эжектора отработавших газов как источника циркуляции охлаждающего воздуха в охладителе наддувочного воздуха

2. Разработана комплексная замкнутая математическая модель системы газообмена дизеля с газотурбинным наддувом, содержащая описание процессов в воздушном компрессоре, охладителе наддувочного воздуха, дизеле, газовой турбине и отличающаяся включением в систему описания процессов в эжекторе отработавших газов

3. Определены основные параметры элементов системы газообмена для номинального режима работы дизеля 4ЧН13/15: степень повышения давления воздуха в компрессоре – $\pi_k = 2,46$ понижение температуры наддувочного воздуха в охладителе – $\Delta T = 70$ С, степень понижения давления газа в турбине – $\pi_t = 1,96$ и коэффициент эжекции в эжекторе отработавших газов – $u = 1,4$.

4. Обосновано наиболее эффективное распределение энергии отработавших газов между турбиной турбокомпрессора и эжектором, которое из условия получения максимальной мощности дизеля составляет соответственно 88 % и 12% для последовательного способа установки эжектора.

5. Установлено сочетание параметров компрессора, охладителя наддувочного воздуха, турбины и эжектора, обеспечивающее при постоянных параметрах отработавших газов перед турбиной:

– наилучшую степень охлаждения ($\pi_k = 2,34$, $\Delta T = 73$ С, $\pi_t = 1,91$, $u = 1,75$, $\pi_3 = 1,15$, $N_e = 203$ кВт) или

– топливную экономичность или наибольшую мощность дизеля ($\pi_k = 2,55$, $\Delta T = 67$ С, $\pi_t = 2,03$, $u = 1,4$, $\pi_3 = 1,06$, $N_e = 211,5$ кВт)

6. Обосновано снижение на 36% затрат мощности на охлаждение наддувочного воздуха в дизеле 4ЧН13/15 применением эжектора отработавших газов как источника циркуляции охлаждающего воздуха в охладителе вместо вентилятора с механическим, гидравлическим или электрическим приводами.

7. Параметры эжектора подтверждены экспериментальной оценкой на моторной установке при изменении режимов работы макетного двигателя как генератора газа.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных перечнем ВАК России

1. Лазарев, Е.А. Новый способ и устройство управления газообменом в дизеле с газотурбинным наддувом / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, **А.Ю. Салов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Т.13, № 1. – С. 132–136.
2. Лазарев, Е.А. Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, **А.Ю. Салов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2014. – Т.14, № 1. – С. 17–25.

В изданиях, индексируемых в базе Scopus

3. Lazarev, E. System of ejection cooling of the charged air and evaluation of its effectiveness in the engine / E. Lazarev, A. Pomaz, **A. Salov** // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. P. 235 – 240.
4. Lazarev, E. Exhaust gases energy use in the course of gas exchange in diesel-fueled vehicles / E. Lazarev, V. Lazarev, A. Pomaz, **A Salov** // Energy and Sustainability – 2017. – Vol. 224. DOI: 10.2495/ESUS170091.

В других источниках

5. Лазарев, Е.А. Методика расчета и экспериментальной оценки эффективности эжекционной системы охлаждения наддувочного воздуха / Е.А. Лазарев, А.Н. Помаз, **А.Ю. Салов** // Научный поиск: материалы 7-й научной конференции докторантов и аспирантов. ЮУрГУ. – 2015. – С. 31-40.
6. Лазарев, Е.А. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор-охладитель-эжектор» в дизеле с наддувом / Е.А. Лазарев, **А.Ю. Салов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т.16, № 4. – С. 23–31. DOI: 10.14529/engin160403.

Салов Андрей Юрьевич

**УЛУЧШЕНИЕ ГАЗООБМЕНА В ДИЗЕЛЕ
С ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЖЕКТОРА
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА**

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 00.00.2022. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,09. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 00/00.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.
