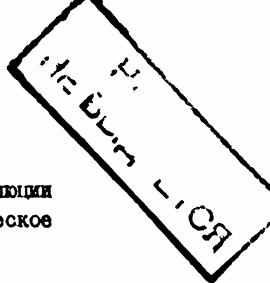


М435854

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э.Баумана



На правах рукописи
УДК 621.415

АФАНАСЬЕВ Александр Сергеевич

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРУБЧАТОГО НАГРЕВАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1986

Работа выполнена на кафедре Э-2 Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
М.Г.Круглов

Научный консультант - кандидат технических наук, доцент
С.И.Ефимов

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Иванченко Н.Н.
кандидат технических наук, доцент Хвостов В.И.

Ведущее предприятие - ИФПЭ АН Литовской ССР.

Защита диссертации состоится "19" мая 1986 г.
в 15³⁰ часов на заседании специализированного Совета К.053.15.05
"Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ имени
Н.Э.Баумана по адресу: 107005 г.Москва, Лефортовская набереж-
нение".

глася в библиотеке МВТУ имени

двух экземплярах, заверенные
ть по адресу: 107005, г.Моск-
ени Н.Э.Баумана, ученому

' апреля 1986 г.

М435854

 С.И.Ефимов

Зак. 506 Тираж 100 экз.

рафия МВТУ им.Н.Э.Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В решениях XXVI съезда КПСС поставлена задача расширения использования низкосортных топлив, возобновляемых источников энергии, новых типов энергоустановок. Перспективными энергопреобразователями, обладающими лучшими техническими, экономическими и экологическими характеристиками по сравнению с существующими, являются двигатели Стирлинга.

По Постановлениям ГКНТ СМ СССР разработана программа проведения НИР и ОКР по созданию двигателей Стирлинга. В ней предусматривается проведение исследований и разработка аналитических методов расчета теплообменных аппаратов внутреннего контура двигателя.

Одним из важнейших теплообменных аппаратов двигателя Стирлинга является нагреватель. Это один из наиболее нагруженных и дорогостоящих узлов двигателя. Условия его работы при высоких температурах и давлениях требуют применения высоколегированных сталей, сложной технологии изготовления. Работа нагревателя оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели двигателя. Одним из наиболее важных конструктивных параметров нагревателя является его внутренний объем, который входит в суммарный мертвый объем, определяющий степень сжатия и степень повышения давления в двигателе. Необходимо стремиться к созданию конструкций с минимальным внутренним объемом нагревателя. В то же время необходимо обеспечивать заданный тепловод в двигатель при возможно меньшем температурном напоре и минимальных гидравлических потерях, которые отрицательно влияют на рабочий процесс двигателя.

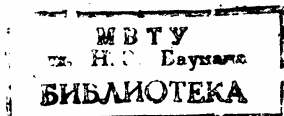
Наибольшее распространение в двигателях Стирлинга нашли трубчатые нагреватели. При конструировании трубчатых нагревателей правильный выбор его геометрических параметров — диаметра трубок d_m , количества трубок n_{tr} и длины нагревателя l_n — обеспечивает создание эффективных и компактных теплообменников — нагревателей внутреннего контура, а значит, и высокие технико-экономические показатели двигателя. Циклическое изменение давления и реверсивный поток рабочего тела в нагревателе затрудняют расчет его теплогидравлических характеристик, а вместе с ними тепловой расчет двигателя в целом. Необходимо отметить, что условия, в которых работает нагреватель, зависят как от кон-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1435857

Афанасьев А.С. Влияние геог



струкционных параметров нагревателя, так и от конструктивных параметров самого двигателя и режима его работы. Это создает дополнительные трудности при выборе геометрических размеров нагревателя.

В настоящее время отсутствует необходимый объем как экспериментальных, так и расчетных исследований по влиянию геометрических параметров нагревателя на показатели рабочего процесса двигателя Стирлинга, что подчеркивает актуальность проведения такого исследования.

Целью работы является теоретическое и экспериментальное исследование работы нагревателя внутреннего контура двигателя Стирлинга, исследование влияния изменения геометрических параметров нагревателя на показатели рабочего процесса двигателя и выработка рекомендаций по целенаправленному выбору его конструктивных параметров.

Методы исследований. При проведении исследований были использованы методы теории подобия и анализа размерностей, методы теории планирования многофакторных экспериментов, статистические методы обработки результатов экспериментов. Расчеты и обработка результатов экспериментов проведены на ЭВМ с применением алгоритмического языка ФОРТРАН-IV.

Научная новизна работы заключается в следующем :

- разработана методика расчета рекуперативных теплообменников-нагревателей внутреннего контура, основанная на энтропийном методе, позволяющая на стадии проектирования выбирать рациональные геометрические параметры трубчатых нагревателей для заданного режима работы двигателя Стирлинга;

- теоретически и экспериментально показана возможность и целесообразность создания конструкций нагревателя из трубок с малым внутренним диаметром (исследовались нагреватели с внутренним диаметром трубок $d_{вн} = 1,2$ мм);

- показано на примере трубчатого нагревателя, что для двигателя Стирлинга заданной мощности с рациональной геометрией нагревателя существует лишь один скоростной режим работы двигателя, в котором сочетание параметров двигателя и теплообменника-нагревателя является удовлетворительным;

- создана экспериментальная установка (с участием автора) с двигателем Стирлинга, оборудованным съемными теплообменника-

ми-нагревателями непосредственного электрического нагрева, что позволяет исследовать нагреватели с различными конструктивными параметрами непосредственно на двигателе.

Практическая ценность. Результаты выполненных исследований и разработанные на их основе рекомендации могут быть использованы при создании высокоэффективных компактных теплообменников-нагревателей внутреннего контура с целью повышения эффективных показателей двигателя Стирлинга. Разработанная методика расчета на основе энтропийного метода позволяет на стадии проектирования без значительных затрат машиносчетного времени выбирать рациональные геометрические размеры теплообменника-нагревателя для номинального режима работы двигателя и оценивать соответствие выбранного нагревателя на других скоростных режимах. Полученные данные по распределению температуры стенки по длине трубок для различных типоразмеров нагревателей, а также изменение температуры стенки в зависимости от скоростного режима работы двигателя позволяют рекомендовать обоснованный выбор распределения тепловых потоков в нагревателе.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследования использованы при разработке нового поколения высокоэффективных теплообменников-нагревателей опытных двигателей Стирлинга в ряде организаций. В частности, использованы методика выбора геометрических параметров нагревателей на основе энтропийного метода, разработанная технология изготовления и конструкция съемных нагревателей. Экспериментальная установка с двигателем Стирлинга используется в научно-исследовательской работе и в учебном процессе кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы. Основные положения и отдельные разделы диссертационной работы доложены и получили одобрение на Всесоюзном научно-техническом семинаре по двигателям внутреннего сгорания (Москва, 1983), на Всесоюзной научно-технической конференции, посвященной 150-летию МВТУ им. Н.Э.Баумана "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" (Москва, 1980) и др.

Публикации. По результатам работ опубликовано 4 статьи, получено 2 авторских свидетельства. Отдельные разделы диссертации отражены в отчетах по выполненным в МВТУ при участии автора научно-исследовательским темам.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, списка литературы. Объем диссертации 109 страниц основного текста, 43 рисунка, 4 таблицы. Список использованной литературы включает 86 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе представлен анализ результатов исследований рабочего процесса двигателя Стирлинга.

В частности, рассмотрены особенности условий работы нагревателя внутреннего контура, проанализированы конструкционные особенности нагревателей двигателя Стирлинга. Рассмотрены результаты проведенных исследований рабочего процесса двигателя и влияние на его показатели конструкционных параметров внутреннего теплообменного контура.

Показано, что вопросу выбора рациональных геометрических параметров трубчатого нагревателя внутреннего контура при исследовании рабочего процесса двигателя Стирлинга уделяется значительное внимание.

Стремление ввести в двигатель теплоту с высоким температурным потенциалом при минимально возможном температурном напоре, который ограничивается работоспособностью конструкционных материалов нагревателя при высоких температурах и давлениях, обуславливает необходимость увеличения внутренней теплообменной поверхности нагревателя. Однако, увеличение поверхности, как правило, связано с увеличением внутреннего объема нагревателя, что отрицательно влияет на рабочий процесс двигателя. Это вынуждает конструкторов идти на увеличение коэффициента компактности теплообменников, а следовательно, на уменьшение внутреннего диаметра используемых трубок. Однако, при этом возможно чрезмерное увеличение гидравлического сопротивления теплообменника, а следовательно, ухудшение эффективности рабочего процесса двигателя.

Таким образом, решение вопроса о выборе рациональных геометрических параметров всего теплообменного контура и нагревателя, в частности, является оптимизационной задачей.

Значительные сложности при решении такой задачи связаны с наличием в двигателе реверсивного нестационарного течения при циклически изменяющемся давлении рабочего тела.

Анализ зарубежных конструкций двигателя Стирлинга показал зависимость конструктивных форм нагревателей от типа используемого источника теплоты, а также от агрегатного состояния теплоносителя, осуществляющего перенос теплоты от источника к рабочему телу во внутреннем контуре.

Рост числа патентов различных конструкций нагревателей и нагревательных головок двигателя Стирлинга отражает внимание, уделяемое данному вопросу за рубежом. К сожалению, в зарубежных источниках практически отсутствуют подробности о системах нагрева. В отдельных работах формулируются главным образом проблемные вопросы, относящиеся к нагревателям.

Вопросу оптимизации параметров теплообменников внутреннего контура посвящен ряд отечественных исследований: работы Н.Н. Иванченко, В.С. Трухова, И.А. Турсунбаева, Г.Я. Умарова, В.Г. Михайловского, М.С. Сегалы и др. В этих работах поток рабочего тела принимается квазистационарным. В расчетах используются различные математические модели двигателя. Тем не менее, во всех случаях проведение оптимизационных расчетов параметров теплообменного контура связано с разработкой сложных и объемных программ, большими затратами машиносчетного времени. В работах С.Т. Амандыкова, исследовавшего нагреватели двигателя Стирлинга на моделирующей установке, показано, что при частоте циклов двигателя $\omega > 10 \text{ с}^{-1}$ в расчетах возможно и целесообразно использовать модель стационарного усредненного циклового потока рабочего тела.

Такой подход существенно упрощает проведение исследований работы нагревателя, дает возможность целенаправленного подхода к выбору рациональных геометрических параметров нагревателя.

Анализ выполненных исследований позволил сформулировать следующие конкретные задачи работы:

- создание экспериментального стенда с двигателем Стирлинга, позволяющим устанавливать и испытывать различные варианты типоразмеров трубчатых нагревателей без изменения конструкции двигателя;

- проведение расчетно-теоретического исследования влияния геометрических параметров нагревателя на показатели рабочего

процесса двигателя;

- разработка методики расчета рациональных геометрических параметров трубчатых нагревателей для номинального режима работы двигателя заданной конструкции;

- разработка методики анализа пригодности выбранного нагревателя на различных режимах работы двигателя;

- проведение экспериментальных исследований работы нагревателей с различными геометрическими параметрами непосредственно на двигателе.

Вторая глава посвящена расчетно-теоретическому исследованию рабочего процесса двигателя Стирлинга с учетом потерь.

Для расчета выбрана методика, основанная на изотермической модели Шмидта с учетом потерь в реальном цикле. Для исследования влияния конструктивных параметров нагревателя на индикаторные показатели двигателя в расчет заложены четыре варианта типоразмеров нагревателя (табл. I). В дальнейшем параметры теплообменника были реализованы при изготовлении нагревателей, которые были установлены и испытаны на экспериментальном двигателе Стирлинга.

Для всех нагревателей сохранился неизменным внутренний диаметр трубок нагревателя $d_{\text{вн}} = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м, и следовательно, поддерживался постоянным коэффициент компактности $K = 3,33 \cdot 10^3 \text{ м}^{-1}$.

Для раздельной оценки влияния мертвого объема и проходного сечения теплообменника предусматривалось исследование нагревателей с одинаковыми проходными сечениями, но с разными внутренними объемами, и наоборот, с одинаковыми внутренними объемами, но с разными проходными сечениями.

Для оценки гидравлических потерь проведен расчет гидравлического сопротивления тракта теплообменных аппаратов двигателя. При расчете гидравлического сопротивления трубчатых нагревателей учитывались только линейные потери давления. Для оценки погрешности от неучета в расчетах входных и выходных потерь, а также потерь давления от изгиба трубок была дополнительно проведена холодная стационарная продувка нагревателей, результаты которой подтвердили справедливость принятых допущений.

Однако, при отношениях $l_{\text{н}}/d_{\text{вн}} < 200$, в случае, если по конструкторским соображениям не удастся выполнить входные узлы теплообменников с минимальными входными-выходными потерями, ошибка от их неучета возрастает.

По результатам проведенных расчетов были построены аналитические индикаторные диаграммы в холодной и горячей полостях, которые в дальнейшем сравнивались с экспериментальными индикаторными диаграммами двигателя.

В третьей главе рассматривается энтропийный метод оценки эффективности нагревателей двигателя Стирлинга.

В работе А.Бехана, подробно рассмотревшего анализ термодинамической необратимости для процессов конвективного теплообмена, в частности, для течения рабочего тела в круглых каналах, вводится понятие так называемого параметра необратимости N_s . Этот параметр, характеризующий степень необратимости, определяется как отношение действительной скорости прироста энтропии в канале к составляющей скорости прироста энтропии от наличия теплопроводности в направлении отличных от нуля градиентов температуры при ламинарном течении.

В соответствии с определением параметр необратимости равен:

$$N_s = \frac{48}{11} Nu^{-1} + \frac{3\pi^4}{88} \xi Re^5 Bo^{-2}, \quad (1)$$

где Nu - число Нуссельта;

ξ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Параметр необратимости зависит от двух безразмерных комплексов: числа Re , определяемого по внутреннему диаметру трубки,

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu d} \quad (2)$$

и параметра тепловой нагрузки

$$Bo = \frac{\dot{q} \dot{m}}{\mu^{5/2} (\lambda T)^{1/2}}, \quad (3)$$

где $\dot{m}$ - массовый расход через трубку; d - внутренний диаметр трубки; $\dot{q}$ - удельный тепловой поток; μ - динамическая вязкость; ρ - плотность; λ - коэффициент теплопроводности; T - температура рабочего тела.

Параметр необратимости для случая развитого турбулентного течения будет иметь единственный минимум. Подставляя в выражение для N_s зависимости для числа Nu :

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (4)$$

коэффициента гидравлического сопротивления - формулу Блазиуса:

$$\xi = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (5)$$

и приравнявая нулю первую производную выражения N_s по числу Re , получим величину оптимального числа Re_{opt} :

$$Re_{opt} = 1,849 Bo^{0,36}. \quad (6)$$

Значение величины числа Прандтля Pr для известного рабочего тела и его температуры входит в коэффициент при Bo .

Для многотрубного теплообменника-нагревателя двигателя Стирлинга величина Re_{opt} с учетом уточнений параметра тепловой нагрузки определяется как:

$$Re_{opt} = 2,61 \left[\frac{\dot{Q} \pi^2 \rho}{16 V_H \mu^{3/2} (\lambda T)^{1/2}} \right]^{0,56} d_{BH}^{1,69}, \quad (7)$$

где $\dot{Q}$ - тепловая мощность нагревателя;

V_H - внутренний объем нагревателя.

Следовательно, для заданных величин $\dot{Q}$, V_H , μ , ρ , λ и T получаем однозначную зависимость между диаметром трубки и числом Рейнольдса.

При условии максимальной эффективности теплообменника ($T_{ст} = T_{вых}$), используя уравнение теплового баланса, может быть рассчитан диаметр трубки:

$$d = \left(\frac{2 Nu \lambda V_H}{c_p \dot{M}_{cp}} \right)^{1/2}, \quad (8)$$

где c_p - теплоемкость при постоянном давлении;

$\dot{M}_{cp}$ - средний массовый расход через нагреватель.

Таким образом, показано, что для заданного режима работы двигателя, точнее для заданной тепловой мощности нагревателя и среднего массового расхода через него, с учетом известного рабочего тела и его параметров на этом режиме, в том случае, если задан объем нагревателя, может быть определен диаметр трубки и величина Re_{opt} для этой трубки.

Далее может быть рассчитано количество трубок в нагревателе

$$n_{тр} = \frac{4 \dot{M}_{cp}}{\pi d \mu Re_{opt}} \quad (9)$$

и длина нагревателя

$$l_H = \frac{4 V_H}{\pi d^2 n_{тр}}. \quad (10)$$

Для случая переходного режима течения при $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ число Nu может быть определено по уравнению Хаузена

$$Nu = 0,0235 (Re^{0.8} - 230) (1,8 Pr^{0.3} - 0,8), \quad (II)$$

коэффициент гидравлического сопротивления — по формуле Блазиуса. Подстановка этих зависимостей в уравнение для определения Re_{opt} усложняет расчеты и требует численных методов решения.

На рис. I показаны рассчитанные величины рабочих и конструктивных параметров нагревателя для случая переходного и турбулентного режимов течения для номинального режима работы двигателя ($\omega = 20 \text{ с}^{-1}$, $P_p = 5 \text{ МПа}$, $T_{max} = 973 \text{ К}$).

Значения диаметра трубки задавались от $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Нагреватель с диаметром трубки $d_{\text{вн}} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ имеет минимальное значение внутреннего объема. Геометрические параметры этого нагревателя соответствуют параметрам нагревателя I (табл. I).

Важным преимуществом предлагаемой методики является возможность анализа качества работы выбранного нагревателя на различных скоростных режимах работы двигателя.

В зависимости от режима работы двигателя для нагревателя с заданным внутренним объемом может быть рассчитана и построена идеальная характеристика Re_{opt} , имеющая примерно обратно-квадратичный закон изменения от цикличности работы двигателя. С другой стороны, для нагревателя с заданным проходным сечением характеристика Re_{cp} имеет линейный закон изменения от цикличности работы двигателя. Точке пересечения этих характеристик будет соответствовать наиболее выгодный скоростной режим работы двигателя. Анализ показал, что если кривая Re_{opt} проходит выше прямой Re_{cp} , то имеет место недостаточный тепловвод в нагревателе, если кривая Re_{opt} проходит ниже прямой Re_{cp} — преобладают гидравлические потери.

Для проверки полученных основных результатов теоретического исследования было проведено экспериментальное исследование работы нагревателя на специально созданном стенде с двигателем Стирлинга.

В четвертой главе рассмотрены задачи и программа экспериментального исследования, подробно описана установка с двигателем Стирлинга и вспомогательные системы, обеспечивающие нор-

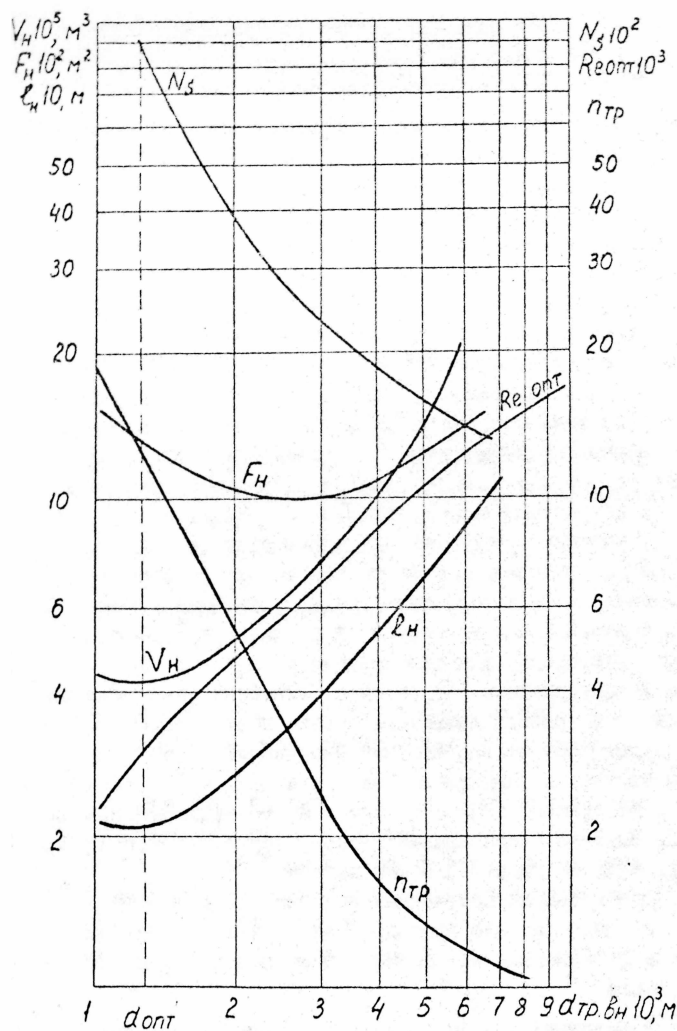


Рис. 1. Рабочие и конструктивные параметры нагревателя, рассчитанные для номинального режима работы двигателя ($P_{ср}=5 \text{ МПа}$; $T_H^{max}=973 \text{ К}$; $\omega \approx 20 \text{ с}^{-1}$)

мальное функционирование двигателя. Особое внимание уделено системе замеров, методике индицирования двигателя и методике обработки экспериментальных данных. Проведена оценка погрешностей полученных результатов.

В задачу экспериментального исследования входило исследование различных типоразмеров нагревателей при неизменных конструкционных параметрах двигателя.

Традиционно конструкции нагревательных головок выполняются заодно с нагревателем, трубки нагревателя припаиваются или привариваются с одной стороны к корпусу тепловой головки, с другой — к корпусам регенераторов. Применение такой конструкции могло значительно усложнить и удорожить проведение необходимых исследований. В связи с этим была поставлена и решена задача разработки технологии изготовления и создания конструкции съемных нагревателей, защищенная авторским свидетельством.

Применение электрической системы теплоподвода в лабораторных условиях имеет ряд существенных преимуществ, включая возможность моделирования перспективных источников теплоты. В данном случае была применена система непосредственного электронагрева — трубки нагревателя являлись одновременно и тепловыделяющими элементами. Применение данной системы позволило создать конструкцию двигателя, позволяющую относительно просто, без переборки самого двигателя устанавливать для проведения исследований не только различные типоразмеры нагревателей, но и других теплообменников внутреннего контура двигателя (охладителей, регенераторов), а также целиком отключать часть ветвей внутреннего теплообменного тракта двигателя.

Индицирование двигателя проводилось с помощью индикатора МАИ-2, доработанного и приспособленного для работы с двигателем Стирлинга, в частности, применена специальная дополнительная система, позволяющая увеличивать масштаб индикаторной диаграммы — получать диаграмму двигателя во всю ширину барабана индикатора.

Опыт работы с датчиками МАИ показал полную их непригодность для работы в условиях двигателя Стирлинга. Индикаторные диаграммы снимались с помощью датчиков Фарнборо, причем для получения гарантированной достоверности результатов каждая диаграмма в холодной и горячей полостях снималась последовательно двумя

датчиками, установленными в одной измерительной точке. Обработка экспериментальных данных проводилась с помощью ЭВМ, для чего была разработана соответствующая методика, алгоритм и программа расчета.

Пятая глава посвящена анализу результатов расчетного и экспериментального исследования. В данной работе оценка рабочего процесса проводилась главным образом по индикаторным показателям двигателя.

Низкий механический к.п.д. экспериментального двигателя, который объясняется недоведенностью конструкции отдельных узлов привода, несовершенством элементов уплотнения, а также барботажными потерями в картере двигателя, находящемся под давлением, определяет и низкие эффективные показатели двигателя. Однако, в данной работе не ставилась задача доводки узлов двигателя с целью уменьшения механических потерь.

Для оценки адекватности расчетной методики определения гидравлических сопротивлений теплообменного тракта двигателя на рис.2 приведены расчетные (а) и экспериментальные (б) величины работы, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления тракта в зависимости от частоты циклов двигателя. Как видно, расчетные величины хорошо совпадают с экспериментальными, за исключением нагревателя 2, имеющего отношение $\epsilon_n/d_{bn} = 133$. Неучет в расчете потерь на входе и выходе в этом случае, о чем упоминалось во второй главе, привел к заниженным расчетным значениям работы на преодоление гидравлического сопротивления для этого теплообменника.

По результатам испытаний различных типоразмеров нагревателей наилучшие индикаторные показатели получены на двигателе с нагревателем 1, что подтверждает правильность теоретических расчетов геометрических параметров нагревателя, проведенных с помощью предложенного энтропийного метода. Такая методика позволяет также провести анализ работы двигателя с различными нагревателями. На рис.3 в соответствии с изложенной методикой показаны зависимости величин Re_{opt} и Re_{cp} для нагревателей от цикличности работы двигателя при среднем давлении $P_{cp} = 5$ МПа и $T_{max} = 973$ К. На рис.3: Re_{opt1} - соответствует нагревателям 1 и 2; Re_{opt2} - нагревателям 3 и 4. При этом Re_{cp1} - соответствует нагревателям 1 и 4, а Re_{cp2} - нагревателям 2 и 3.

Таблица I

Параметры нагревателей*

Номер нагревателя	Длина нагревателя l_n , м	Количество трубок $n_{тр}$	Суммарное проходное сечение нагревателя S_n 10^6 , m^2	Внутренняя теплообменная поверхность F_n 10^3 , m^2	Внутренний объем V_n 10^6 , m^3	Графическое услов. обознач.
I	0,26	I52	I72	I50	45	●—
2	0,16	248	280,5	I50	45	○—
3	0,32	248	280,5	300	90	□—
4	0,52	I52	I72	300	90	△—

Диаметр трубок сохранен постоянным $d_{bn} = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м

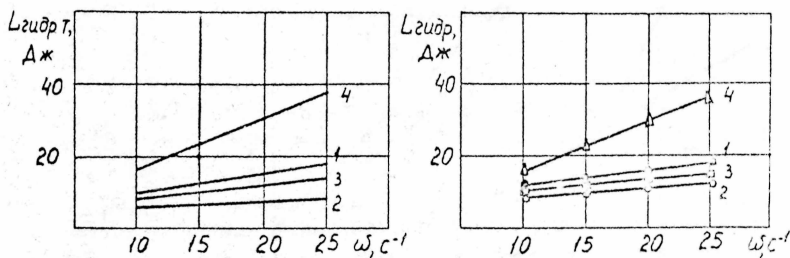


Рис. 2. Расчетная (а) и экспериментальная (б) зависимость работы на преодоление гидравлического сопротивления теплообменного тракта для двигателя с различными нагревателями ($P_{ср} = 5$ МПа; $T_{н max} = 973$ К)

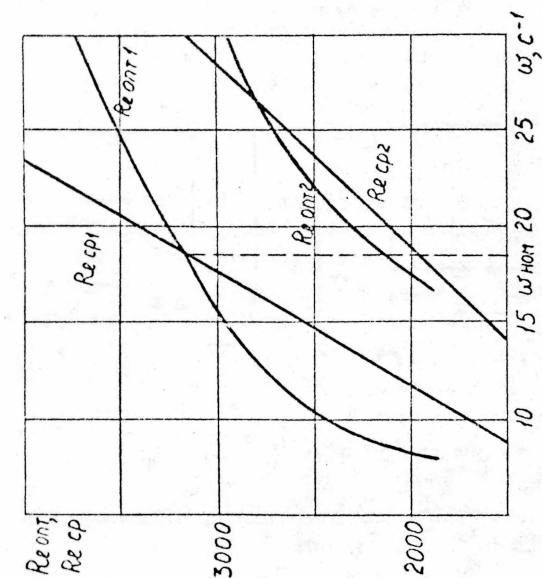


Рис. 3. Соотношения между оптимальным и средним числами Рейнольдса в нагреваемых в зависимости от скорости вращения двигателя ($P_{cp}=5$ МПа; $T_{II\max}=973$ К)

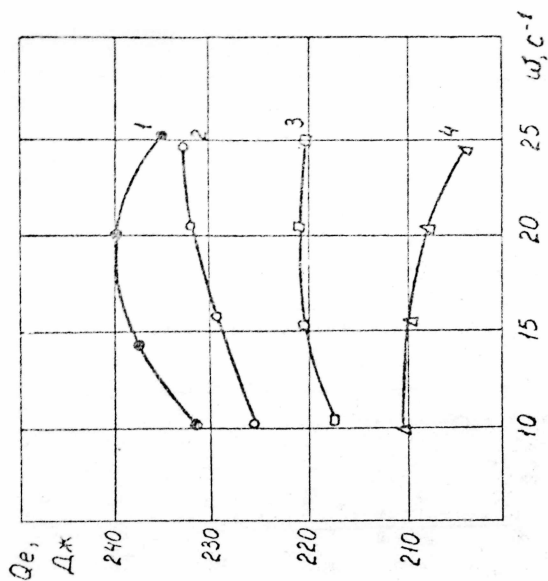


Рис. 4. Зависимость индикаторной введенной теплоты от частоты циклов двигателя с различным нагревателем ($P_{cp}=5$ МПа; $T_{II\max}=973$ К)

Например, точке пересечения характеристик нагревателя I Re_{cp1} и Re_{cp2} соответствует оптимальный скоростной режим работы двигателя $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$. На рис.4 этому режиму соответствует и максимальное значение индикаторной введенной теплоты для двигателя с нагревателем I. При отклонении от этого (можно назвать его номинальным) скоростного режима величина индикаторной введенной теплоты уменьшается.

ВЫВОДЫ

1. Создана экспериментальная установка с двигателем Стирлинга, оборудованная теплообменником-нагревателем внутреннего контура с непосредственным электрическим нагревом, позволяющая испытывать теплообменные аппараты внутреннего контура с различными конструкционными геометрическими параметрами теплообменного тракта.

2. Разработана конструкция, изготовлено и испытано 4 варианта типоразмеров съемных теплообменников-нагревателей внутреннего контура. Новизна технического решения подтверждена авторским свидетельством.

3. С целью получения достоверных интегральных показателей рабочего процесса двигателя Стирлинга разработана методика индигирования и обработки индикаторных диаграмм, снятых во внутренних полостях двигателя.

4. Теоретически и экспериментально показана возможность и целесообразность создания конструкций нагревателя внутреннего контура двигателя Стирлинга из трубок с малым внутренним диаметром (исследовались нагреватели с коэффициентом компактности $K = 3,33 \cdot 10^3 \text{ м}^{-1}$), что позволяет при правильно выбранной геометрии теплообменного тракта создавать компактные и эффективные теплообменники внутреннего контура.

5. Разработана и предложена методика расчета рекуперативных трубчатых теплообменных аппаратов внутреннего контура, основанная на энтропийном методе исследований, позволяющая на стадии проектирования двигателя выбирать рациональные геометрические параметры теплообменников для заданного режима работы двигателя Стирлинга.

6. Показано на примере трубчатого нагревателя, что отклонение от заданного скоростного режима работы двигателя с нагре-

вателем, геометрические параметры которого рассчитаны для этого режима, вызывает ухудшение показателей работы двигателя.

7. Для обеспечения постоянной температуры стенки трубок по длине нагревателя рекомендуется неравномерное (более интенсивное по концам) распределение теплового потока, что при ограничении максимальной температуры стенки трубок позволит увеличить тепловод в двигатель.

Основные положения диссертации опубликованы в работах :

1. Афанасьев А.С., Ефимов С.И. Метод расчета рекуперативных трубчатых теплообменников внутреннего контура на стадии проектирования двигателя Стирлинга // Двигателестроение.- 1985.- № 4.- С. 31-32.

2. Афанасьев А.С., Ефимов С.И. Метод оптимизации геометрических размеров рекуперативных трубчатых теплообменников внутреннего контура для заданного скоростного режима работы двигателя Стирлинга // Двигателестроение.- 1985.- № 5.- С. 14-15, 41.

3. Афанасьев А.С., Ефимов С.И., Сячинов А.В. Экспериментальное исследование индикаторных показателей двигателя Стирлинга // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всесоюзн. конф., посвящ. 150-летию МВТУ им. Баумана.- М., 1980.- С. 94-95.

4. Афанасьев А.С., Воронин В.Ф., Ефимов С.И. Экспериментальный стенд с двигателем Стирлинга // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всесоюзн. конф., посвящ. 150-летию МВТУ им. Баумана.- М., 1980.- С. 99.

5. А.с. 868078 СССР, МКИ³ F 02 G 1/055 Двигатель с внешним подводом теплоты / И.В.Шарлай, Ю.П.Карпачев, В.М.Соболев, А.С.Афанасьев, В.Ф.Воронин, И.В.Дикопов, С.И.Ефимов.- МВТУ им. Баумана (СССР).- 2854301/25-06; Заявл. 18.12.79; Опубл. 30.09.81, Бюл. № 36.- 4 с.

6. А.с. 968500 СССР, МКИ³ F 02 G 1/04 Двигатель с внешним подводом тепла / С.И.Ефимов, И.В.Дикопов, В.Ф.Воронин, А.С.Афанасьев.- МВТУ им. Баумана (СССР).- 2609463/25-06; Заявл. 27.04.78; Опубл. 23.10.82, Бюл. № 39.- 3 с.

