

нальной.

Выводы

1. Одним из главных показателей энергогенерирующих комплексов, обеспечивающих коммерческий успех, является топливная экономичность.
2. Для обеспечения высокой топливной экономичности, крайне важно иметь высокий КПД, как на номинальном режиме, так и на частичных нагрузках.
3. Обеспечение высокого КПД на частичных нагрузках требует особого подхода к выбору параметров термодинамического цикла и к проектированию лопаточных машин (компрессора и турбины).
4. Компрессор должен обеспечивать номинальную степень повышения давления $\sim 7,5$ с адиабатическим КПД не менее 80%, иметь средства управлением расходом воздуха, сохранять КПД в широком диапазоне расходов, вплоть до 10% от номинального расхода, допускать форсирование по степени повышения давления на $\sim 15\%$ выше номинальной.
5. Турбина должна обеспечивать номинальную степень расширения $\sim 6,5$ с адиабатическим КПД не менее 90%, сохранять КПД в широком диапазоне расходов, вплоть до 10% от номинального расхода, допускать форсирование по степени расширения на $\sim 15\%$ выше номинальной.
6. Разработка научного задела, направленного на создание энергогенерирующих комплексов с высокой интегральной топливной экономичностью, является актуальной задачей фундаментальных и прикладных исследований. Научные исследования компрессоров и турбин, отвечающих специальным требованиям, являются ключевыми направлениями этого научного задела.

Литература

1. Бушуев В.В. Перспективы электроэнергетики в рамках ЭС-2035. Тезисы доклада на конференции ТРАВЭК 25.04.2014.
2. Костюков А.В. Микротурбина с эффективным КПД более 43%. Известия МГТУ «МАМИ», № 2(14), 2012.
3. Костюков А.В., Алексеев Р.А. Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя. Известия МГТУ «МАМИ», № 1(13), 2012.
4. Беляев В.Е., Бесчастных В.Н., Евдокимов В.Д., Синкевич М.В. Газотурбинный двигатель ГТД-1С. Концепция создания и перспективы применения семейства ГТД регенеративного цикла. Научно-технический журнал «Горная Промышленность». 2008. № 3. С. 76-79.
5. George L. Touchton, Mikhail Senkevych, Alexandr Belokon, V. Belyaev (2004) A novel gas turbine product line for onsite generation and combined heat and power between 400 kWe and 1 MWe. ASME paper GT2004-54257.

Оптимизация теплопередающей поверхности теплообменника двигателя с внешним подводом теплоты

Ильин А.А., Меркулов В.И.
Университет машиностроения
8 (926) 668-04-34, aa.iliyn33@gmail.com

Аннотация. В данной статье произведен расчет теплопередающей поверхности теплообменника энергетической установки. Для вычислений использовался программный комплекс ANSYS CFX. В ходе работы была выявлена конструкция, обеспечивающая наибольшую разницу температур на входе и выходе охлаждающей жидкости.

Ключевые слова: теплообменник, конвекция, Ansys CFX, энергетическая установка.

Многообразие потребителей энергии и требований к виду и качеству энергообеспече-

ния, заставляет по-новому взглянуть на роль автономных энергетических агрегатов малой мощности. В статье рассматривается энергетическая установка электрической мощностью – 1 кВт, снимаемой тепловой мощностью 3,5 кВт. Перепад температуры рабочей жидкости создает теплообменник. Теплообменник состоит из 6 оребренных труб и является самым металлоёмким узлом энергетической установки. Рассматривается одиночная оребренная труба, в ней протекает 60% водный раствор этиленгликоля при температуре +70°C. Расход жидкости – 10 л/мин. Отвод теплоты осуществляется через стенку трубы и оребренную поверхность в окружающую среду температурой +40°C. Установка эксплуатируется в экстремальных условиях, температурный диапазон работы от -40°C до +40°C. Характеристики энергетической установки представлены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики энергетической установки

N	1 кВт
Q	3,5 кВт
T _{вх.}	70°C
\dot{m} (расход водного раствора этиленгликоля)	0,012 кг/с

Целью работы является определение оптимальных геометрических параметров оребренной трубы: диаметра, длины.

Для численной реализации задачи в описанной постановке использовался конечно-элементный программный комплекс ANSYS CFX.

Постановка расчетной задачи

Задача решается в стационарной постановке. Используются граничные условия третьего рода. Коэффициент теплоотдачи рассчитывается из критериального уравнения [1]:

$$Nu = c \cdot (Pr \cdot Gr)^n,$$

где: $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$.

После подстановки коэффициентов и математических вычислений коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха равен $\alpha = 22 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, со стороны этиленгликоля $\alpha = 110 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Для учета гравитационных сил используется модель Буссинеска (Buoyancy Model). Геометрические размеры исследуемых труб представлены в таблицах 2, 3 и на рисунке 1. Рассмотрены следующие варианты конструкции элементов теплообменника: переменный диаметр теплопередающей трубы, переменная длина, вариант исполнения теплообменника с наружным кожухом и без кожуха.

Таблица 2

Геометрические размеры труб без кожуха

Диаметр d, мм	Длина L, мм	
22	1500	2000
24	1500	2000
27	1500	2000
30	1500	2000

Таблица 3

Геометрические размеры труб с кожухом

Диаметр d, мм	Длина L, мм
22	1500
24	1500
27	1500
30	1500

Целью оптимизации оребренной трубы является расчет перепада температур между входом и выходом водного раствора этиленгликоля $\Delta T = T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}$, при наличии по длине трубы конечной разницы температуры между средой и ребрами по всей теплопередающей поверхности теплообменника.

В результате расчетов построены графики зависимости перепада температур от диаметров для трех типов труб рисунок 2.

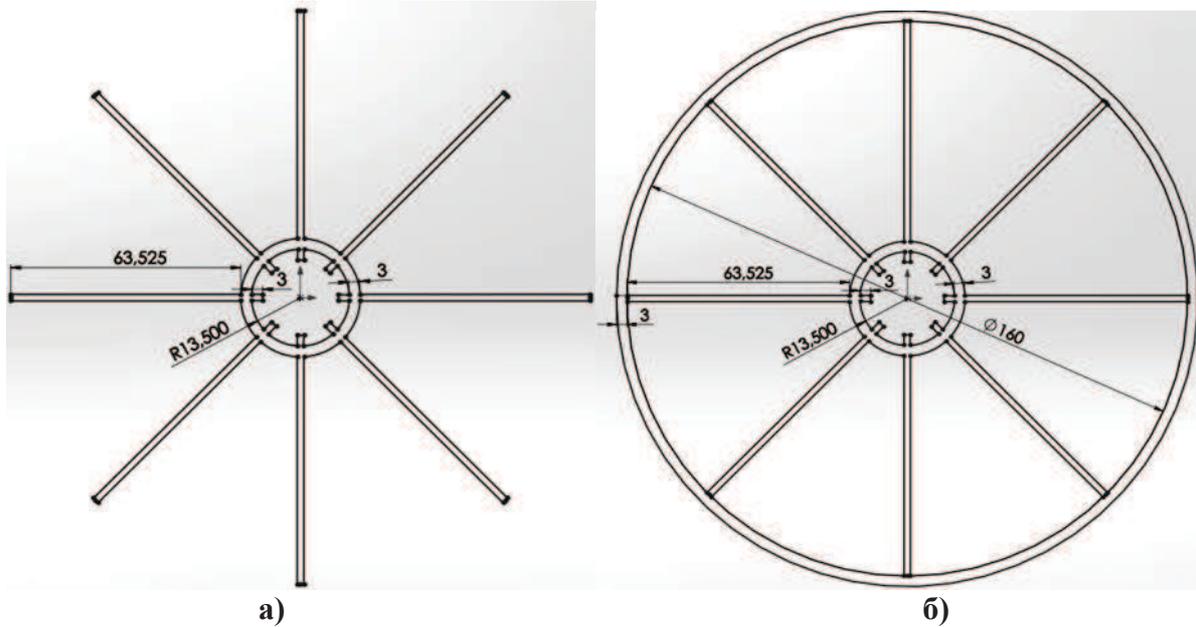


Рисунок 1. Общий вид ребренной трубы $d=27$ мм без кожуха (а), с кожухом (б)

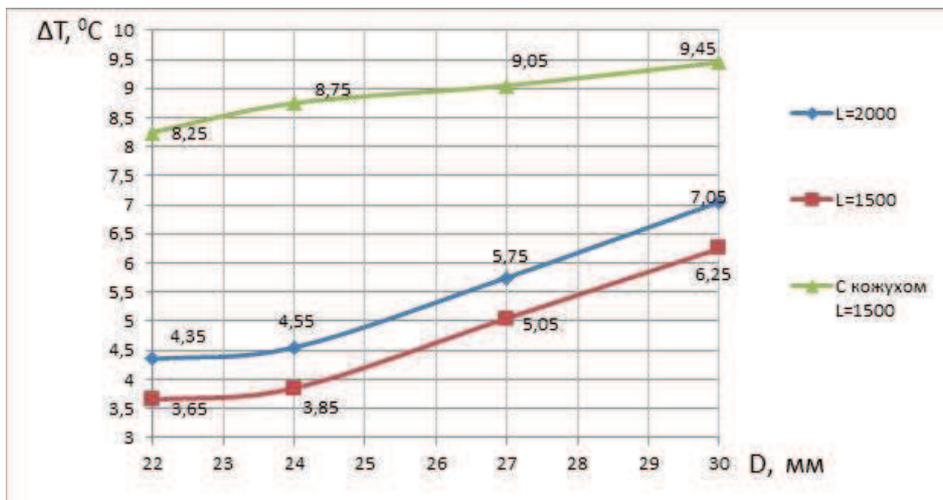


Рисунок 2. Зависимость перепада температур от диаметров трубы

Был проанализирован градиент температур по поверхности ребра в трех сечениях.

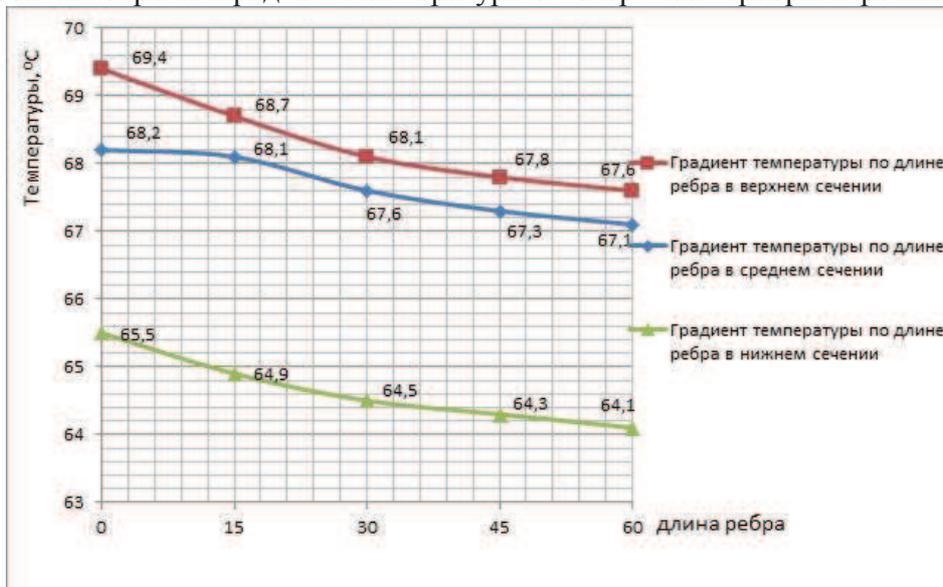


Рисунок 3. Градиент температуры по поверхности ребра трубы без кожуха

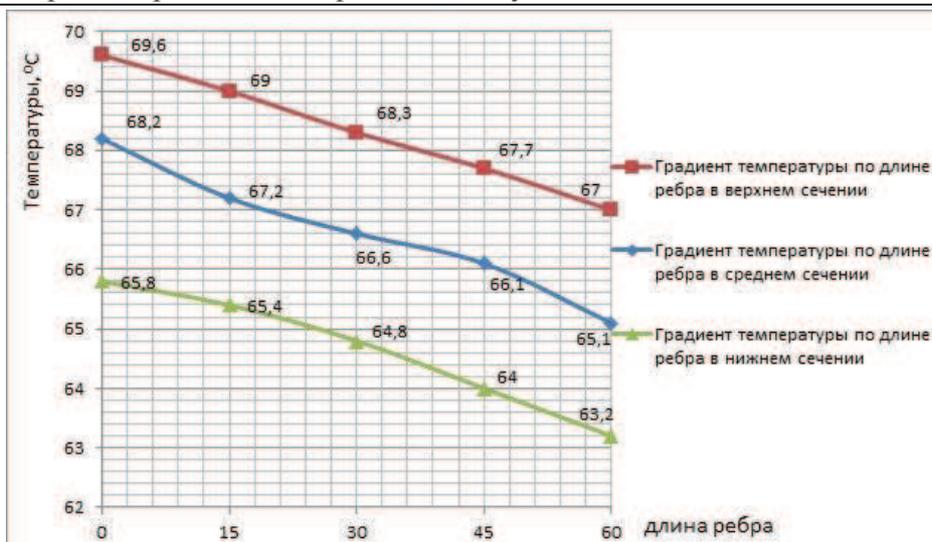


Рисунок 4. Градиент температуры по поверхности ребра трубы с кожухом

Распределения градиента температуры по длине ребра приведены в таблице 4.

Таблица 4

Распределение градиента температуры по длине ребра

Сечение	Оребренная труба без кожуха, Градиент Т°С	Оребренная труба с кожухом, Градиент Т°С
Верхнее	1,8	2,6
Среднее	1,1	3,1
Нижнее	1,4	2,6

Из графика на рисунке 2 следует, что отличие перепада температур при длине 2 м и 1,5 м варьируется от 0,7°С до 0,8°С, поэтому применять трубы длиной 2 м при данном расходе жидкости нецелесообразно, это ведет к существенному увеличению металлоёмкости теплообменника. При применении кожуха, разница температуры увеличилась в 1,5 – 2 раза.

Литература

1. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – М.: Наука. – 1986. – С. 414.
2. Варгафтик Л.П., Филиппов А.А. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов – М.: Энергоатомиздат. – 1990. – С. 352.
3. ANSYS ICEM CFD Tutorial Manual. – С. 313.

Разработка систем наддува для ДВС различного назначения

Каминский Р.В.
Университет машиностроения
design@kamturbo.ru

Аннотация. Представлены результаты создания и практического применения методики проектирования эффективных систем наддува для ДВС различного назначения.

Ключевые слова: методика проектирования, эффективные системы, система наддува, моделирование, параметры турбины, рециркуляция, масштабирование, метод прототипирования.

Как правило, анализ, доводку и фиксацию основных параметров рабочего процесса двигателя выполняет его разработчик. В этом случае в техническом задании (ТЗ) на проектирование системы наддува заказчиком задаются следующие параметры:

- конструктивная схема, количество цилиндров, размерность или рабочий объём двигателя;