

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА КОРПУСА ЛОПАСТНОЙ ГРУППЫ РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

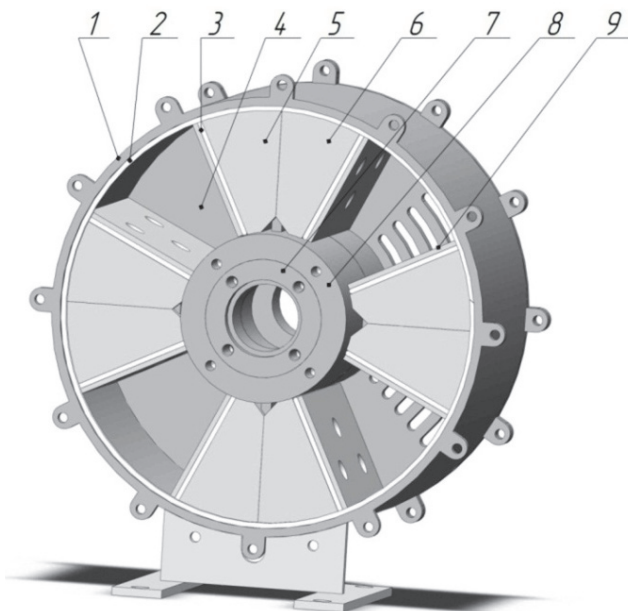
Статья посвящена расчёту коэффициента теплоотдачи от рабочего тела к внутренней поверхности корпуса лопастной группы роторно-лопастного двигателя с внешним подводом теплоты.

Ключевые слова: роторно-лопастной, коэффициент теплоотдачи, турбулентность, уравнение Навье-Стокса.

Введение

Большинство деталей тепловых двигателей работает в условиях неравномерного нагрева, в результате которого в деталях образуются неравномерные температурные поля, приводящие к возникновению температурных напряжений и деформаций. Расчёт температурных напряжений и деформаций является сложным многоступенчатым исследованием, одним из первых этапов которого выступает определение условий теплообмена. На данном этапе необходимо определить значение коэффициента теплоотдачи и его зависимость от основных параметров двигателя (температуры рабочего тела, его давления и других). Данная статья посвящена определению условий теплообмена корпуса лопастной группы роторно-лопастного двигателя с внешним подводом теплоты (РЛДВПТ). РЛДВПТ разработан сотрудниками Псковского государственного университета Ю. Н. Лукьяновым, М. А. Донченко и др. [1, 2]. Лопастная группа РЛДВПТ, изображена на рисунке 1.

Лопастная группа РЛДВПТ состоит из цилиндрического корпуса, в котором соосно установлено два ротора, двух уплотнений корпуса и двух торцевых крышек. Роторы являются сборочными единицами, каждый из которых состоит непосредственно из ротора, двух лопаток, четырёх поршней и четырёх уплотнений. Роторы с лопатками образуют внутри корпуса четыре рабочие полости переменного объёма, в которых одновременно происходят четыре рабочих такта: впуск нагретого рабочего тела через окна в торцевой крышке поз. 4 рисунок 1, расширение рабочего тела, выпуск рабочего тела через окна в торцевой крышке поз. 4 рисунок 1 и сжатие рабочего тела. В качестве рабочего тела выступает воздух. Данный термодинамический цикл достаточно точно аппроксимируется идеальным циклом Стирлинга. В ходе цикла при расширении рабочее тело совершает работу, которая приводит к вращению роторов с поршнями и передаче крутящего момента через механизм преобразования на выходной вал.



- 1 — корпус; 2 — уплотнение корпуса; 3 — уплотнение поршня;
 4 — торцевая крышка; 5 — поршень левый; 6 — поршень правый;
 7 — ротор внутренний с лопатками; 8 — ротор внешний с лопатками;
 9 — прижимная пластина

Рис. 1. Роторно-лопастная группа РЛДВПТ

Объектом исследования выступает корпус лопастной группы РЛДВПТ поз. 1 рисунок 1.

Анализ методов определения коэффициента теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи является сложной величиной, зависящей от многих параметров. Найти коэффициент теплоотдачи можно разрешив систему из трёх дифференциальных уравнений в частных производных (уравнения Навье – Стокса, уравнения неразрывности и уравнения переноса тепла), и подставив полученные величины в выражение [3, с. 846]:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}, \text{ Вт} / \text{ м}^2 \cdot \text{ К}, \quad (1)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; λ — теплопроводность рабочего тела; ΔT — разность температур между рабочим телом и деталью; $\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$ — градиент температур на стенке.

Для плоского случая данная система уравнений имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \\ \rho \cdot c_p \cdot \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{array} \right. \quad (2)$$

где ρ — плотность; u — проекция вектора скорости на ось абсцисс; v — проекция вектора скорости на ось ординат; c_p — изобарная теплоёмкость; ν — кинематическая вязкость; t — время.

Система уравнений (2) должна быть дополнена начальными и граничными условиями.

В настоящее время одним из наиболее распространённых методов определения коэффициента теплоотдачи является метод численного моделирования, преимуществом которого является возможность решения сложных задач теплоотдачи, при достаточной точности решения. Для численного моделирования была выбрана компьютерная программа Comsol Multiphysics, которая обладает возможностью мультифизического моделирования и несколькими вариантами моделирования турбулентности.

Анализ входных данных для расчёта

Для определения коэффициента теплоотдачи необходимо определить тепловые и гидродинамические параметры объекта исследования. Основными параметрами, подлежащими предварительному исследованию, являются: температура, давление и скорость рабочего тела, а также характер течения рабочего тела.

Функции распределения температуры и давления рабочего тела в зависимости от полярного угла получены на основании теоретических исследований термодинамического цикла и имеют вид:

$$T_{pm}(\phi) = 502,5 + 200 \cos(\phi) - 5 \cos(2\phi) + 45 \sin(\phi), K \quad (3)$$

$$p(\phi) = 2.2 + 1.38 \cos(\phi) + 0.361 \cos(2\phi) - 0.517 \sin(\phi), MPa, \quad (4)$$

где ϕ — полярный угол; $T_{рт}$ — температура рабочего тела.

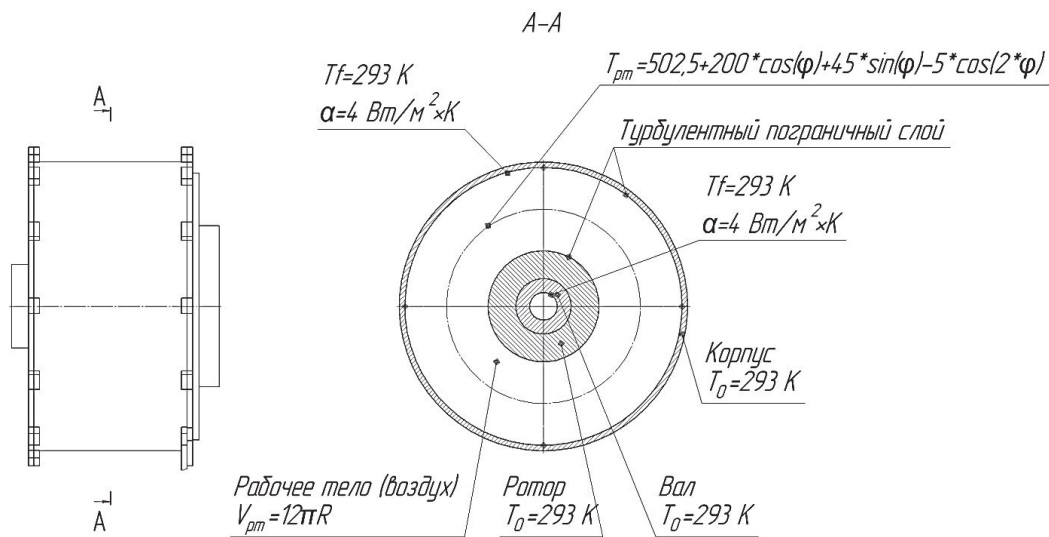
Скорость рабочего тела вдали от стенок может быть принята равной $V_{рт} = 12\pi \cdot R$ м/с, где R — радиус.

Кроме данных параметров необходимо учесть характер течения рабочего тела. В связи с достаточно большим числом Рейнольдса и наличием окон на входе рабочего тела в лопастную группу, приводящих к завихрениям рабочего тела, можно заключить, что движение рабочего тела является турбулентным. В настоящий момент создано большое количество разнообразных моделей для расчёта турбулентных течений. В настоящей статье для расчёта турбулентности

используется «k-ε модель» [4, с. 114]. При использовании данной модели уравнения Навье-Стокса преобразуется к виду, в котором добавляется влияние флуктуации средней скорости (в виде турбулентной кинетической энергии) и процесса уменьшения этой флуктуации за счёт вязкости (диссипации).

При вычислении коэффициента теплоотдачи для корпуса влияние краевых эффектов достаточно мало, поэтому можно рассматривать плоскую задачу, рассчитывая коэффициент теплоотдачи в сечении А–А, расположенном по центру корпуса (см. рисунок 2). Поршни в расчётную модель допустимо не включать, так как их влияние учтено в формулах распределения температур, давления и скорости рабочего тела.

На основании входных данных была сформирована следующая расчётная схема для численного моделирования, представленная на рисунок 2.



T_f — температура окружающей среды; T_0 — начальная температура

Рис. 2. Расчётная модель

Результаты моделирования

Решение системы уравнений (2) с учётом влияния турбулентности проводилось в среде Comsol Multiphysics с помощью модуля «TurbulentNon-IsothermalFlow, k-ε».

В компьютерной модели использованы следующие допущения:

- значения теплофизических параметров приняты постоянными и не зависящими от температуры;
- роторы поз. 7, 8 рисунок 1 считались неподвижными, что достаточно близко к истине, так как вращение рабочего тела происходит совместно с вращением роторов;
- модель не учитывает влияние краевых эффектов вблизи крышек.

В результате исследования расчётной модели получен график зависимости коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности корпуса от полярного угла. График зависимости представлен на рисунке 3.

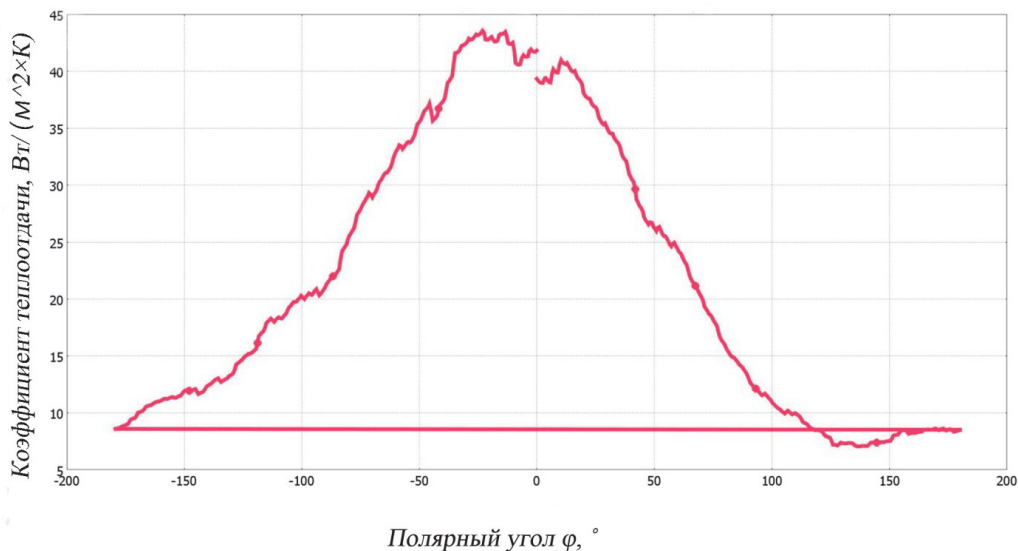


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от полярного угла

Разрыв на графике связан с особенностью перехода к полярным координатам.

При предварительных расчётах коэффициента температурных напряжений и деформаций вполне достаточно знать среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи, которое может быть определено по формуле:

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \alpha(\varphi) d\varphi, \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К} \quad (5)$$

В исследуемом случае среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи равно 22,527 Вт / м² · К.

Выводы

В данной статье произведён анализ методов расчёта коэффициента теплоотдачи в применении к расчёту теплопередачи от рабочего тела к элементам лопастной группы РЛДВПТ, обозначены расчёты, которые необходимо предварительно провести перед расчётом теплоотдачи, получена зависимость коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности корпуса от полярного угла и проанализировано влияние температуры рабочего тела на коэффициент теплоотдачи.

Литература

1. Лукьянов Ю. Н., Плохов И. В., Журавлёв Ю. Н. и др. Механизм для преобразования движения/ Патент. РФ№2374526 от 27.11.2009.

2. Лукьянов Ю. Н., Плохов И. В., Журавлёв Ю. Н. и др. Роторно-поршневой двигатель с внешним подводом тепла/ Патент. РФ №2387844 от 27.04.2010.
3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / М.: Дрофа, 2003. 846 с.
4. Смирнов Е. М., Гарбарук А. В. Конспект лекций дисциплины «Течения вязкой жидкости и модели турбулентности: методы расчёта турбулентных течений». Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. Санкт-Петербург, 2010. 114 с.

M. A. Donchenko, O. V. Morozova, S. N. Semyonov

DETERMINING THE HEAT EXCHANGE CONDITIONS OF THE BLADE GROUP HOUSING OF THE ROTOR-AND-BLADE ENGINE WITH EXTERNAL HEAT SUPPLY

The paper is concerned with the calculation of the heat transfer coefficient in transferring heat from the working body to the internal surface of the blade group housing of the rotor-and-blade engine with external heat supply.

Keywords: rotor-and-blade, heat transfer coefficient, turbulence, the Navier-Stokes equation.

Донченко Михаил Александрович — доцент кафедры «Технология машиностроения» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, канд. техн. наук, доцент.

Морозова Ольга Валерьевна — магистрант механико-машиностроительного факультета ФГБОУ ВПО ПсковГУ.

Семёнов Сергей Николаевич — аспирант кафедры «Технология машиностроения» ФГБОУ ВПО ПсковГУ.

УДК 621.791

М. А. Лукин, А. И. Самаркин

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ИЗВЕСТНЫХ СХЕМ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ЗАМКНУТОЙ ФОРМЫ ПРИ СТЫКОВОЙ СВАРКЕ ОПЛАВЛЕНИЕМ

Исследовалось напряжённое состояние заготовки кольца при контактной стыковой сварке оплавлением при различных схемах деформации. Показана рациональность использования специализированных машин, обеспечивающих деформирование кольца методом чистого изгиба и зажимных устройств с фиксацией концов свариваемого кольца с возможностью их поворота в плоскости, перпендикулярной оси кольца.

Ключевые слова: сварка, оборудование для контактной стыковой сварки, деформирование колец, изделия замкнутой формы, компьютерное моделирование.

Контактная стыковая сварка изделий замкнутой формы, например, колец, имеет ряд особенностей, по сравнению со сваркой двух разомкнутых за-