

КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕННИКА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА С НЕСТАЦИОНАРНЫМ ПУЛЬСИРУЮЩИМ ПОТОКОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

THE COMPUTER ANALYSIS OF THE HEAT EXCHANGER OF DRIVE STIRLINGA WITH THE NONSTEADY PULSING STREAM OF THE HEAT TRANSFER MEDIUM

Dr. hab. sc. ing. prof. Ushakov V., Dr. sc. ing. Blumbergs I.
Riga Technical University, Aviation Institute
1 Kalku Str., Riga, Lv-1658, Latvia

Abstract: Numerically investigated features of gas - thermodynamic parameters of recuperative type heat exchangers for cooling and heating of pulsing flow of air – working substance researched model of Stirling engine. Three-dimensional numerical analysis has been performed by means of CAE program Cosmos FloWorks using numerical geometric model of engine which was built in the CAD program SolidWorks. It is proved that using of pulsing flow instead of stationary flow allows reduction of dimensions of the heat exchanger. There were considered various versions of designs of heat exchangers and features of methodology of their numerical calculation.

KEYWORDS: STIRLING ENGINE, RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER, PULSATING FLOW, COMPUTER SIMULATION NUMERICAL COMPUTATION.

1. Введение

Двигатель Стирлинга [1] – это поршневой двигатель внешнего сгорания, который представляет собой замкнутую установку и позволяет использовать любой источник тепла. Теплообменники в двигателях Стирлинга в значительной мере определяют совершенство конструкции в целом. В нагревателе рабочего тела передача тепла от продуктов сгорания осуществляется в основном в результате конвективного теплообмена теплообменных поверхностей, обычно представляющих собой ряд гладких или оребренных трубок. Для охлаждения рабочего тела в газоохладителях обычно используют воду. Из-за малой разницы температур поверхность газоохладителя значительно превышает поверхность нагревателя. Двигатели Стирлинга классической схемы [1,2] содержат регенератор, функция которого заключается в попеременном накоплении и возвращении части тепловой энергии, полученной в течение каждого цикла двигателя. Для создания газовых потоков рабочего тела в двигателе Стирлинга используют изменение физических объемов горячей и холодной рабочих полостей. В результате газовый поток, циркулирующий в двигателе, является нестационарным и пульсирующим. Преобразование тепловой энергии в механическую происходит в результате сжатия постоянного количества рабочего тела при низкой температуре и последующего после периода нагревания его расширения при высокой температуре. Таким образом, принцип работы двигателя Стирлинга заключается в попеременном нагреве и охлаждении циркулирующего в изолированном пространстве пульсирующего потока рабочего тела.

В данной работе анализируются теплообменники для одноцилиндрового двигателя одностороннего действия с рабочим и вытеснительным поршнями (тифт). В отличие от классического двигателя Стирлинга исследуемый теплообменник является не регенеративным, а recuperative, то есть он не предусмотрен для попеременного накопления и возвращения тепловой энергии, полученной в течение каждого цикла двигателя [3]. Особенности конструкции [3] позволяют разделить потоки рабочего тела: в нагревателе поток газа только нагревается, в охладителе – охлаждается. Предложенное решение позволяет получить большую мощность двигателя при эквивалентном объеме цилиндра.

Цель данной работы – разработка методики компьютерного моделирования и численный анализ особенностей газотермодинамических параметров компьютерных моделей теплообменников двигателя Стирлинга пульсирующим потоком рабочего тела с целью их оптимизации.

2. Предпосылки и средства для решения проблемы

Типичными проблемами в области исследования рассматриваемых recuperative теплообменников являются: определение оптимальных (предпочтительных) геометрических размеров теплообменников (в том числе ребер, пазов, отверстий и т. д.), необходимость учета пульсаций давлений, плотности и массового расхода при относительно высокой частоте вращения машины, оценка возможностей использования квазистационарных моделей и др.

Недостатками известных аналитических и численных методик расчета отдельных элементов и двигателя в целом является существенное отличие используемых в расчетах идеальных рабочих циклов от цикла реального двигателя Стирлинга. Численные методы расчета обычно используются для ускорения процесса расчета при оптимизации параметров двигателя, расчетная модель которого основана на какой-либо аналитической модели с идеализированным рабочим циклом.

В данной работе рассматриваются газотермодинамические параметры компьютерных трехмерных геометрических моделей теплообменников двигателя Стирлинга с нестационарным пульсирующим потоком рабочего тела.

Компьютерное моделирование теплообменников осуществляется с помощью пакетов CAD/CAE программ SolidWorks и Cosmos FloWorks [4]. Газотермодинамические параметры задачи описываются системой нестационарных уравнений Навье - Стокса с дополнительными уравнениями, учитывающими ламинарный или турбулентный перенос. Для численного решения задачи в CAE программе Cosmos FloWorks используется трехмерная геометрическая компьютерная модель, созданная в CAD программе SolidWorks. Исходная математическая модель дискретизируется как по пространству в расчетной области, так и во времени. Для дискретизации дифференциальных уравнений и решения получаемой системы алгебраических уравнений в программе Cosmos FloWorks используется метод конечных объемов.

3. Решение рассматриваемой проблемы

Исследование влияния пульсирующего режима движения горячего теплоносителя (воздух) на процесс охлаждения в воздухоохладителе было выполнено на примере трубчатого теплообменника. Сечение теплообменника показано на рис.1. Горячий теплоноситель движется вдоль кольцевой щели,

образованной внутренней и наружной трубами (направление течения показано стрелками на рис. 1, все размеры указаны в мм) с внутренними диаметрами кольца соответственно 34 мм и 44 мм.

Температура горячего воздуха на входе в охладитель 600° С, избыточное давление 10атм. На выходе требуется температура ≤400° С. Воздух охлаждается холодным теплоносителем (вода) по схеме противотока. Вода движется по внутренней трубе диаметром 30 мм и наружному кольцевому зазору (рис. 1) с внутренними диаметрами кольца соответственно 48 мм и 58 мм.

Начальная температура воды на входе в охладитель 50° С и избыточное давление 2 атм поддерживаются постоянными. Расход воды должен быть таким, чтобы ее температура на выходе повышалась не более, чем на (5 – 7)° С.

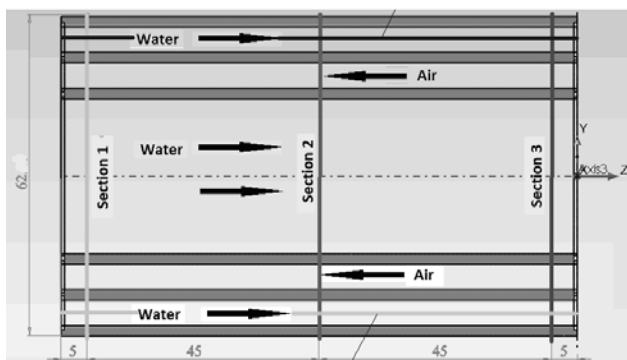


Рис.1. Сечение цилиндрической модели воздухоохлаждителя с водяным охлаждением

Исследовались два режима движения охлаждаемого воздуха:

- 1) нестационарный с пульсирующим объемным расходом Q(t) (рис.2);
- 2) стационарный, у которого объемный расход Q равен среднему по времени пульсирующему расходу.

Цель анализа двух режимов – оценить возможность использования квазистационарных расчетов для предварительной оценки параметров проектируемых вариантов теплообменников.

Нестационарный режим изменения объемного расхода воздуха Q(t) определяется характером изменения скорости движения рабочего поршня, нагнетающего нагретый газ в воздухоохладитель. При известной скорости рабочего поршня V(t) (рис.2) величина объемного расхода Q(t) отличается от нее постоянным множителем. В данной работе для определения Q(t) необходимо умножить величину V(t) на 0.0001 м².

Зависимость V(t) на “первом” полупериоде пульсирующего режима моделируется с помощью кривой, совпадающей с положительной ветвью синусоиды (см. рис.2, при времени, например, 0.2 ≤ t ≤ 0.25), а на “втором” полупериоде при 0.25 ≤ t ≤ 0.5 условием Q(t) = 0. В работах [1,2], показано, что скорость движения рабочего поршня двигателя Стирлинга достаточно хорошо описывается кривыми типа sin(ω t), где ω – круговая частота.

Было рассчитано изменение температур (рис. 3) в радиальном направлении кольцевого канала с горячим воздухом в сечениях Section 1,2,3 (рис. 1) при максимальном объемном расходе Q_{max}=0.001м³/с пульсирующего и одинаковых осредненном и стационарном объемных расходах воздуха Q= 0,00032 м³/с. Объемный расход охлаждающей воды в обеих трубах был одинаков и равен 0.0005 м³/с. На наружной поверхности теплообменника учитывался конвективный теплообмен с окружающей средой. Материал всех труб - сталь с известными теплофизическими свойствами. Отметим, что на рис.1 сечение Section 1 расположено вблизи выхода, а Section

3- вблизи входа в воздухоохладитель, а на рис.3а, 3б температура T(K) приведена в градусах Кельвина.

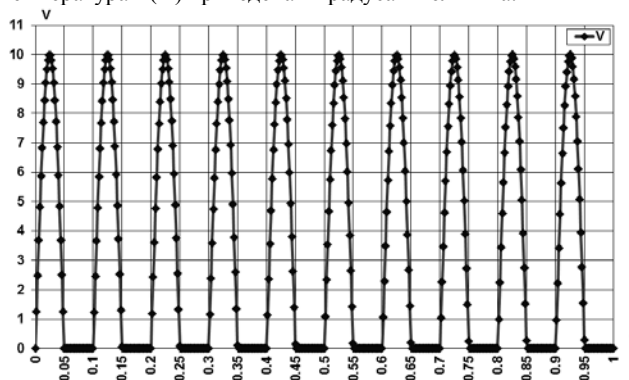


Рис. 2 График зависимости скорости движения рабочего поршня V м/с от времени t с.

Сравнение результатов, представленных на рис.3, а также аналогичных результатов для воздухоохлаждителей с иными геометрическими и входными термо-газодинамическими параметрами показали, что для относительно коротких воздухоохлаждителей (отношение длины к габаритному диаметру < 5) с квазистационарным и пульсирующим потоками горячего воздуха допустимо использование квазистационарной методики для приближенной оценки осредненных по времени параметров теплообменника.

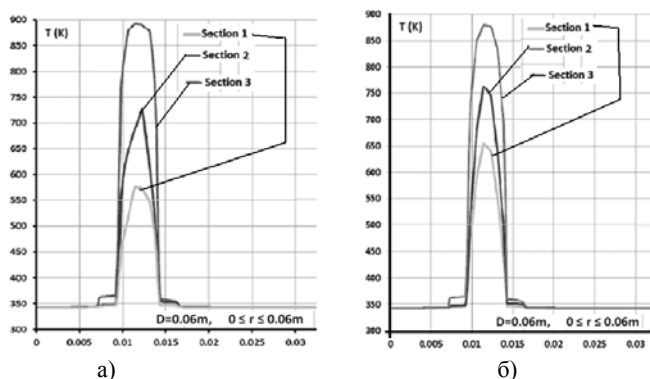


Рис. 3. Радиальное распределение температур в разных сечениях воздухоохлаждителя: а) стационарный режим, б) пульсирующий режим.

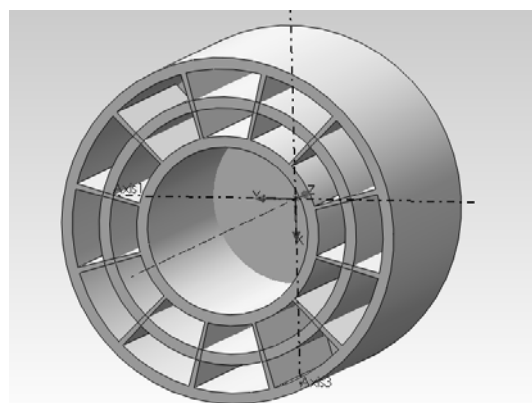


Рис. 4. Модель трубчатого теплообменника с продольными ребрами.

Анализ влияния увеличения площади теплообмена на параметры воздухоохлаждителя: был выполнен на модели рассмотренного выше трубчатого теплообменника (рис. 1), у которого были добавлены продольные ребра (рис. 4).

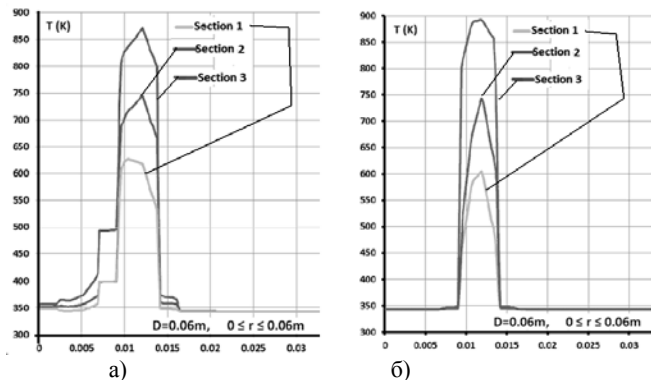


Рис. 5. Радиальное распределение температур в разных сечениях оребренного воздухоохладителя: а) стационарный режим, б) пульсирующий режим.

По сравнению с воздухоохладителем без оребрения выходная температура из воздухоохладителя с оребрением уменьшилась примерно на $\approx 50^\circ \text{C}$. Сравнение квазистационарного и пульсирующего режимов подтверждает вывод о возможности использования квазистационарной методики для предварительных расчетов.

Особенностью рассматриваемых относительно коротких воздухоохладителей является достаточно большая разница входной и выходной температур ($\approx 200^\circ \text{C}$). Это требует учета увеличения плотности воздуха вдоль канала и, соответственно, уменьшения величины объемного расхода при соблюдении закона сохранения массы (сохранении массового расхода Q_m). Данные, приведенные на рис.6, свидетельствуют об уменьшении объемного расхода $Q(t)$ в выходном сечении по сравнению со входом почти в два раза и подтверждают необходимость такого учета в расчетах.

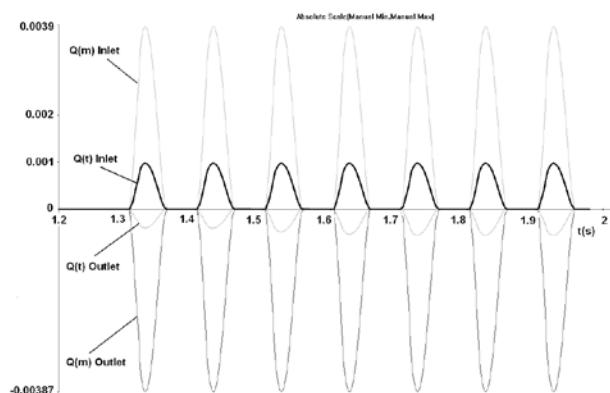


Рис. 6. Графики изменения массового и объемного расходов горячего воздуха на входе и выходе из оребренного воздухоохладителя при пульсирующем режиме движения газа.

Наиболее существенные различия между стационарным и пульсирующим режимами течения вязкого газа в воздухоохладителе возникают при относительных небольших частотах колебаний расхода в трубе. Причина заключается в возрастании (или уменьшении) гидравлического сопротивления трения из-за изменения профиля скоростей по сечению трубы под воздействием положительного или отрицательного ускорения потока. При положительном ускорении уменьшается полный напор вдоль потока, что аналогично уменьшению напора под воздействием гидравлического сопротивления. В результате вблизи стенок трубы могут возникнуть зоны противотока. Максимальные значения местных скоростей при увеличении амплитуды расхода перемещаются от оси ближе к стенке трубы. Для гидравлического приближения ламинарного течения капельной жидкости с гармоническим изменением расхода данная задача была детально исследована в работах [5,6]. В этих работах

было показано, что изменение сопротивления трения под воздействием нестационарности потока можно учесть с помощью поправочного коэффициента $\chi = 0.5\sqrt{\omega^*} + 0.4$, где безразмерная частота $\omega^* = \frac{\omega \cdot r^2}{8\nu}$, r – радиус трубопровода, ν – кинематический коэффициент вязкости газа при заданных температуре и давлении газа, $\omega = 2\pi \cdot n_c$ – угловая частота колебаний газа, n_c – секундное число колебаний расхода (см. рис.2, $n_c = 10$ 1/с). Оценки, проведенные для трубчатого воздухоохладителя при параметрах газа, рассмотренных в данной работе, показали, что коэффициент $\chi \approx 14$, то есть коэффициент сопротивления трения может возрасти в указанное число раз.

Детальный анализ профиля продольной скорости, которая определяет объемный расход в кольцевом зазоре воздухоохладителя, подтверждает наличие периодических зон противотока вблизи твердых стенок (рис.7, стрелки определяют направление движения жидких частиц).

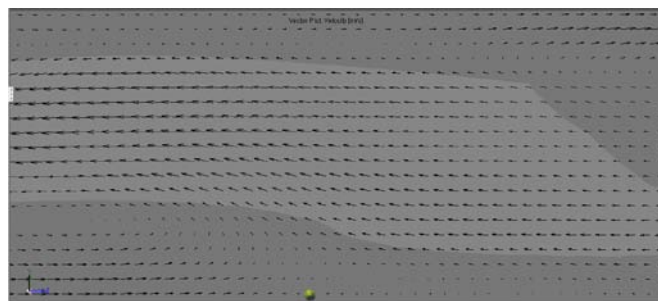


Рис.7. Зоны с противотоком воздуха вблизи стенок кольцевого воздухоохладителя.

Выводы

1. Разработана методика компьютерного моделирования и численного расчета особенностей газотермодинамических параметров моделей теплообменников двигателя Стирлинга с пульсирующим потоком рабочего тела.
2. Обоснована возможность использования квазистационарной методики расчета для приближенной оценки осредненных по времени параметров теплообменника.
3. Численными расчетами подтверждена возможность существенного влияния сравнительно невысоких частот колебаний расхода газа (порядка 10 1/с) на форму профилей продольной скорости, а также значительную их деформацию с инициированием зон противотока, которые периодически расплодены вдоль канала.

Литература

1. Walker G. Stirling Cycle Machines, Clarendon Press, Oxford, 1973.
2. Reader G., Hooper Ch. Stirling Engines, London, New York, E.&f.N. Spon, 1983.
3. Patent of the Republic of Latvia P-11-180 28.12.2011 «Stirling engine of one-way flow type», I. Blumberg, V. Ushakov, N. Sidenko, D. Jelisejev.
4. А.А. Алямовский и др., «SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике», Санкт-Петербург, 2005.
5. Д.Н. Попов Нестационарные гидромеханические процессы. М., Машиностроение, 1982.
6. Д.Н. Попов, С.С. Панаютти, М.В. Рябинин Гидромеханика, Москва, Издательство МГТУ им.Н.Э. Баумана, 2002.