

динамику установки, поскольку приводит к увеличению длительности переходного процесса, хотя его форма остается прежней.

### Литература

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А.Иващенко, В.А.Марков. – М.: Легион-Автодата, 2005.- 344 с.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И.Крутов. – М.: Машиностроение, 1989.- 416 с.

## К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА НИЗКОЙ ФОРСИРОВКИ

**Столяров С.П., Столяров А.С., Савченко В.А.** (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Двигатель (рис. 1) создается в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы» по договору с головным исполнителем - некоммерческим партнерством «Национальное Углеродное Соглашение».

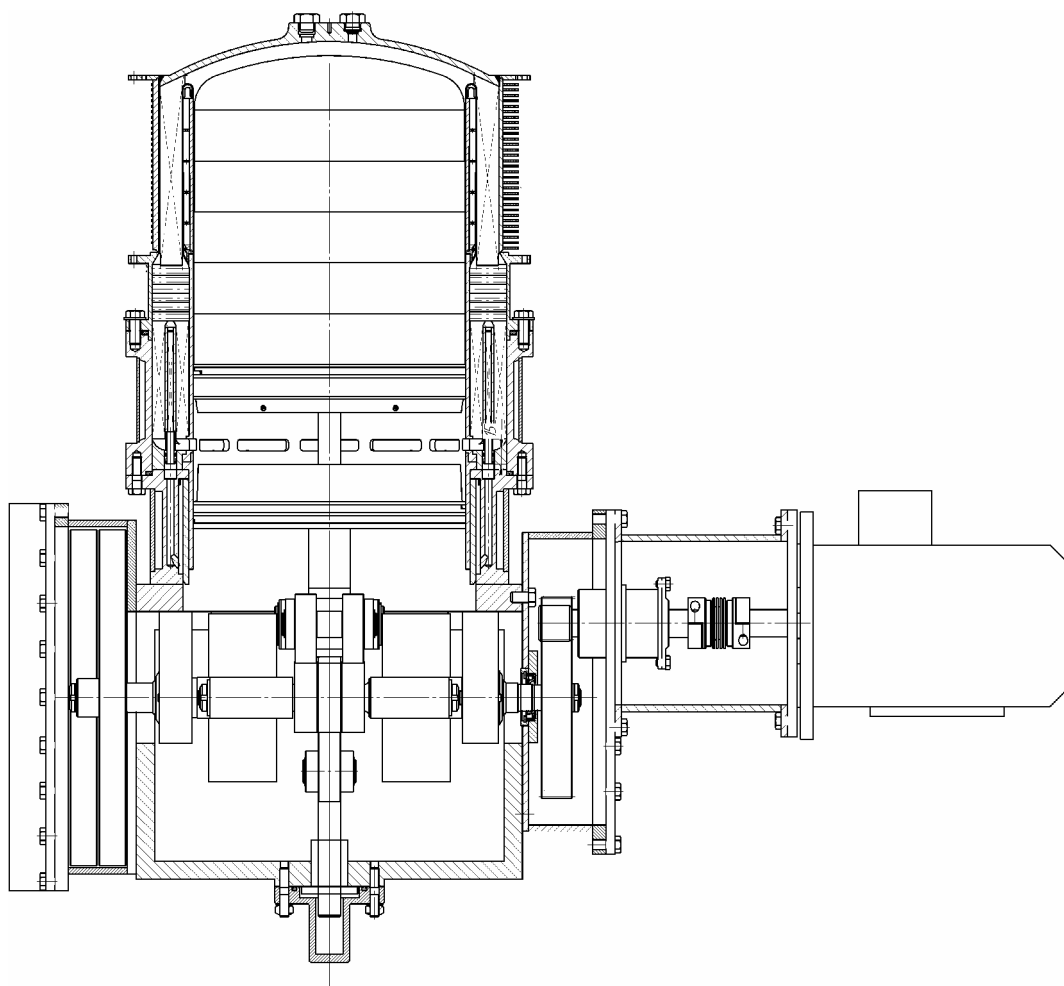


Рис. 1. Основной модуль двигателя Стирлинга без внешнего нагревательного контура и системы охлаждения.

Двигатель предназначен для работы в составе автономной многотопливной когенерационной установки суммарной мощностью до 10 кВт, преимущественно ра-

ботающей на древесном топливе. Номинальная электрическая мощность установки 2 кВт, расчетный КПД двигателя 15 %, диаметр цилиндра 300 мм,

По условиям технического задания в перспективе двигатель должен иметь срок окупаемости не более 4 лет, при этом назначенный головным исполнителем ресурс опытного образца составляет 5000 часов. Проектное обеспечение этих требований вызывает конфликтную ситуацию, решение которой в данной работе было осуществлено на стадии эскизного проекта методами исследовательского проектирования.

В результате расчетных исследований и конструктивных проработок были приняты следующие основные решения. С целью обеспечения ресурса предельные параметры рабочего процесса во внутреннем контуре снижены (максимальное давление цикла до 1,3 МПа, температура теплообменной поверхности нагревателя 773 К), применено волокно насадки регенератора увеличенной жесткости диаметром 0,15 мм, номинальная частота вращения вала понижена до 500 мин<sup>-1</sup>, в качестве рабочего тела предусматривается воздух или азот. Для привода поршней применен ромбический механизм, теоретически освобождающий уплотнения штока и поршней от восприятия нормальных сил.

В картере, выполняющем функцию буферной полости, отсутствует жидкостная смазка, подшипники валов и шатунов с консистентной смазкой в закрытом исполнении. Уплотнения поршней и штока скользящего типа сухого трения из композитного материала типа Ф4К15М5 с минимальным удельным давлением на трущихся поверхностях. Синхронизирующая зубчатая пара, обеспечивающая симметрию ромбического механизма, и мультипликатор, повышающий частоту вращения вала отбора мощности с 500 мин<sup>-1</sup> до 3000 мин<sup>-1</sup>, вынесены в отдельный герметичный корпус. Это обеспечивает возможность применения здесь жидкой смазки, и тем самым способствует повышению ресурса зубчатых венцов и уплотнения вала отбора мощности, а также снижает потери трения. С целью выравнивания температуры в основных фланцевых соединениях деталей теплообменного блока, а вместе с тем и в зоне расположения поршневых уплотнительных колец в конструкции двигателя предусмотрен двухъярусный охлаждаемый термостабилизирующий корпус.

С целью снижения себестоимости двигатель выполнен одноцилиндровым, что упрощает конструкцию на схемном уровне и уменьшает общее количество деталей, в том числе с точными поверхностями. С этой же целью теплообменные аппараты выполнены кольцевыми, нагреватель и охладитель щелевого типа, насадка регенератора типа прессованная путанка в бескорпусном исполнении.

Ненагруженные корпусные конструкции внутреннего контура, а именно колпак поршня-вытеснителя и верхняя втулка цилиндра выполнены тонкостенными с перегородками-шпангоутами. Для снижения тепловой потери вследствие перепада температуры между горячей и холодной полостями колпак поршня-вытеснителя, снабжен внутренними тепловыми экранами. Для снижения к минимуму действующего перепада давления в этих деталях имеются специальные отверстия, вследствие чего в их внутренних полостях поддерживается давление, близкое по величине к среднему давлению рабочего цикла. Охладитель рабочего тела представляет собой кольцевую паяную моноблочную конструкцию из меди.

На стадии технического проекта с целью выяснения вопроса о влиянии конструкторско-технологических факторов на эффективность, мощность и другие показатели двигателя были выполнены расчеты тепловых полей и деформации деталей. Это дало возможность уточнить исходные данные для расчёта рабочего процесса

во внутреннем контуре, а именно, рассчитать величины мертвых объемов в горячей и холодной полостях, более обоснованно выбрать материалы деталей, точнее учесть перетечки теплоты из зоны нагревателя в зону охладителя.

Исследование влияния мертвых объемов внутреннего контура производилось с использованием 3-мерной модели. Величина объемов рассчитывалась с учетом деформаций корпусных деталей в осевом и радиальном направлении под действием рабочего внутреннего давления и термических расширений. В дополнение рассматривались варианты с различными зазорами между рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем (1,0 и 0,5 мм), а также между рабочим поршнем и крышкой цилиндра (1,2 и 0,8 мм). По итогам расчетов суммарный мертвый объем внутреннего контура вследствие повышения давления и разогрева деталей из условий в которых они изготавливались до рабочего состояния увеличился на 250,5 см<sup>3</sup>. Уточненный расчет рабочего процесса показал, что вследствие сборки двигателя с ориентацией на максимальные поршневые зазоры при нагружении конструкции давлением и разогревом до номинальных параметров расчетная мощность двигателя снижается на 57,8 Вт, что составляет около 2 % от номинальной величины.

Расчеты, предпринятые с целью обоснования материалов деталей внутреннего контура, выявили, что вследствие теплопроводности из зоны нагревателя в зону охладителя, а также вследствие термического сопротивления стенки нагревателя, в наибольшей степени марка применяемых материалов влияет на эффективность двигателя. Так, применение для нагревателя стали 15ХМ вместо стали Х5М дает увеличение мощности на 11,4 Вт, а замена материала корпуса регенератора сталью 12Х18Н9Т вместо стали 15ХМ обеспечивает увеличение эффективного КПД на 1,7%.

Расчеты выявили важность обоснованного назначения допусков для размеров деталей внутреннего контура. Причина названного явления состоит в том, что применение воздуха низкого давления в качестве рабочего тела делает необходимым применение тонкостенных конструкций при проектировании основных деталей внутреннего контура. Допуски на наружный и внутренний диаметры корпусных конструкций влияют на расчетную величину действующих напряжений, а также на тепловые потери из зоны нагревателя в зону охладителя. При этом принималось, что толщина стенки не должна быть меньше минимально допустимой, а выбранный квалитет точности не должен привести к значительному удорожанию изготовления детали. Для допусков на внутренний и наружный диаметры сочетанием Н-h с ростом квалитета точности величина потерь уменьшается, что связано с уменьшением расчетной толщины стенки. Для допусков на указанные размеры сочетания N-x, наоборот, с ростом квалитета точности увеличивается расчетная минимальная толщина корпуса, соответственно увеличивается прочность конструкции, а вместе с ней и величина тепловых потерь. В итоге, для корпуса регенератора рекомендовано сочетание допусков N8-x8, а для внутренней втулки регенератора с целью снижения внешних тепловых потерь и обеспечения собираемости конструкции рекомендовано сочетание H10-h10. Влияние квалитетов точности указанных размеров на параметры рабочего процесса при условии обеспечения равнопрочности расчетных вариантов является малозначимым.

Серьезной проблемой для двигателя с нагревателем щелевого типа является выбор соединения собственно нагревателя с крышкой горячего цилиндра. Методом исследовательского проектирования установлено, что в случае сварного соединения следует отдать предпочтение стыковому шву. Равнопрочная конструкция с угловым швом имеет худшие массогабаритные показатели. Как возможный

вариант и с целью сравнения выполнен расчет разъемной фланцевой конструкции нагреватель-крышка. Фланец рассчитывался по условию нераскрытия стыка, при этом учитывалось ослабление силы затяжки при разогреве от температуры окружающей среды до рабочей температуры. Основываясь на полученных результатах, подобраны размеры и материалы деталей узла. Так, при изготовлении корпусных конструкций из стали 15ХМ, целесообразно применять шпильки из стали 13Х12Н2В2МФ.

Исследовательские и проектные работы выявили остроту проблемы создания специальных методик для проектирования машин Стирлинга. К настоящему времени, в основном усилиями энтузиастов, по машинам Стирлинга накоплен достаточно большой объем научно-технической информации. Однако практически все публикации относятся к описаниям построенных изделий, в том числе большое количество работ об экспериментальных двигателях и игрушках, теоретическим исследованиям уровня квалификационных работ, а также к рекламным сообщениям. После успешного завершения испытаний двигателей Стирлинга на подводной лодки «SAGA I» в 1988 г., публикации специалистов с информацией инженерного уровня практически прекратились.

В связи с изложенным особую актуальность имеют работы в области создания методик учета конструкторско-технологических факторов на параметры и показатели рабочих процессов двигателя Стирлинга.

## **ВНЕШНЕЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ НЕСИММЕТРИЧНОГО РОМБИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА**

**Столяров А.С., Столяров С.П.** (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Ромбический механизм применяется в машинах Стирлинга  $\beta$ -схемы благодаря компактности и тому, что обеспечивает разгрузку поршней от боковых усилий, что важно для работы направляющих сухого трения и уплотнений. Кроме того, машина Стирлинга с ромбическим механизмом может быть полностью уравновешена при помощи нащёчных противовесов, но только при соблюдении равенства длин шатунов, эксцентриситетов и масс поршней.

В данной работе рассматриваются способы уравновешивания сил инерции поступательно движущихся масс, но при этом двигатель может быть не уравновешен по крутящему моменту, что вызывает неравномерность вращения генератора и вращательную тряску двигателя. Эта проблема может быть решена устранением неравномерности вращения навешиванием на выходной вал массивного маховика, или с помощью электронной системы управления генератором, или распараллеливанием мощности на два генератора, вращающихся в противоположные стороны.

Изменяя отношение длин шатунов вытеснителя и рабочего поршня, есть возможность влиять на рабочий процесс машины Стирлинга. В качестве примера на рисунке 1 приведён график влияния отношения длин шатунов на эффективный КПД двигателя Стирлинга для работы на древесном топливе эффективной мощностью 2 кВт, разрабатываемого в настоящее время в СПбГМТУ.

Условие равенства масс поршней часто заставляет преднамеренно увеличивать массу рабочего поршня, так как масса вытеснителя обычно получается существенно выше по причине того, что он снабжается жаропрочным колпаком с тепловыми экранами.