

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ СТИРЛИНГА

Введение

Двигатели Стирлинга обладают рядом несомненных достоинств технического, экономического и экологического характера. К ним, в первую очередь, следует отнести высокий эффективный КПД, благоприятные характеристики, низкий уровень шума и др. К настоящему моменту создано и исследовано, как в лабораторных, так и натуральных условиях, достаточно большое число таких двигателей различных схем и назначений [1,2]. В силу ряда объективных причин они уступают поршневым ДВС легкого топлива, газотурбинным по удельной массе, поэтому их применение в качестве транспортных, за исключением судовых, является достаточно сложным процессом. В транспортных вариантах таких двигателей теплоту получают, как правило, сжиганием жидких топлив нефтяного происхождения, спиртов, масел и др. топлив, используемых в ДВС, ГТУ. И, несмотря на высокий КПД двигателей Стирлинга, эксплуатационные затраты при этом снижаются незначительно.

В то же время сфера использования двигателей Стирлинга в настоящее время непрерывно расширяется. Характерной особенностью современного этапа их развития является применение в стационарных системах – малой энергетике, локальных системах теплоснабжения, автономных электрогенераторах и др. Для таких систем они более перспективны, поскольку в этих случаях удельная масса не является решающей. Кроме того, в стационарных условиях проще реализовать одно из основных преимуществ двигателей Стирлинга – возможность использования практически любых источников теплоты. Применение местных и альтернативных топлив, отходов про-

изводства для их работы дает возможность снизить проблему энергообеспечения, уменьшить потребление дорогостоящих топлив, снизить вредные выбросы в окружающую среду. Выше приведенное требует проведения исследований возможностей и перспектив работы двигателей Стирлинга на искусственные топлива, которые могут быть получены в газогенераторных и биогенераторных установках.

1. Формулирование проблемы

Цель - определение и оптимизация основных параметров и характеристик двигателей Стирлинга, работающими с газогенераторами установками. Одной из задач проведенных исследований является разработка метода расчета двигателей Стирлинга, обеспечивающего нахождение их оптимальных параметров исходя из требования достижения высокой энергетической эффективности установки с таким двигателем. Это дает возможность вычислять параметры узлов и механизмов двигателей и, соответственно, получить максимальное значение КПД для энергетической установки в целом. Полученные результаты исследований являются основой для проектирования как двигателей, так и установок в целом.

2. Анализ последних исследований

В настоящее время нет общепринятых методов расчета и оптимизации параметров таких машин, как, например, для двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных установок, компрессоров. В то же время известен ряд работ [1-3], в которых рекомендован порядок расчетов действительных циклов машин Стирлинга. Оптимизация параметров двигателей по удельной мощности наиболее распространена

на, но такой подход при оптимизации целесообразен лишь при необходимости минимизации их размеров или массы. Рекомендованные во многих работах ступенчатые схемы вычислений не всегда рациональны. На практике это зачастую приводит к значительному снижению эффективного КПД двигателей по сравнению с теми значениями, которые могли быть получены при оптимизации параметров по величине этого КПД [4]. В качестве исходных моделей могут приниматься как изотермическая, так и адиабатная модели идеальных циклов [5]. Математическое моделирование процессов в машинах на ЭВМ позволяет значительно расширить возможности исследований на стадии конструирования и создания опытных образцов. Это дает возможность резко сократить сроки разработок, уменьшить число экспериментальных исследований.

Параметры двигателей Стирлинга зависят, в первую очередь, от типа механизма привода. Характеристики теплообменников - нагревателя, охладителя, регенератора, вспомогательных механизмов также в значительной мере определяют параметры установки. Обычно в процессе разработок в первую очередь оптимизируют параметры механизма привода, а остальные величины принимают исходя из соображений компоновки узлов и агрегатов при конструировании, а также требований технологии.

3. Постановка задачи исследований

В проведенных исследованиях применена методика замкнутой оптимизации [3], позволяющая наилучшим образом выбирать основные соотношения параметров двигателей на стадиях предварительной проработки и конструирования. Метод применим как к двигателям, так и к машинам с обратными термодинамическими циклами – охладителям, тепловым насосам. Конечная задача – нахождение таких параметров двигателя, которые позволяют добиться в конечном итоге экстремального значения

оптимизируемого параметра. Этот параметр является целевой функцией ряда переменных – параметров оптимизации.

В качестве оптимизируемого может выступать, например, удельная мощность (массовая или литровая), эффективный КПД, холодильный коэффициент, коэффициент преобразования для тепловых насосов, удельный расход топлива, теплоты и т.д. В расчетах процессов действительных циклов двигатель Стирлинга, его узлы и агрегаты рассматриваются как сложная термодинамическая система, включающая ряд более простых. Для каждой из этих подсистем составлены уравнения, отражающие характерные особенности протекающих в ней тепловых и газодинамических процессов.

4. Решение задач оптимизации параметров

На первом этапе на основе заданных исходных параметров (мощности, температур источника теплоты и теплоносителя в системе отвода теплоты) выбирается наиболее приемлемая модификация двигателя и схема механизма его привода, выбираются рабочее тело внутреннего контура (газ), теплоносители внешних контуров, т.е. контуров нагревателя и охладителя. Принимаются также начальные ориентировочные значения объемов нагревателя, охладителя и регенератора, температуры в их полостях, ряд конструктивных соотношений. Указанные начальные значения в дальнейшем непрерывно уточняются в процессе оптимизации. Далее осуществляется расчет идеального цикла по модели Шмидта или адиабатной модели [2,5] с учетом кинематики механизма привода и температур в теплообменниках. Это дает возможность определить, в первом приближении, массу рабочего тела в машине, рабочие объемы цилиндров и их размеры, объемы и другие геометрические параметры теплообменников.

На следующей стадии осуществляется расчет гидравлических потерь во внутреннем контуре. Для

этого в соответствии с принятой конструкцией теплообменников предварительно определяется распределение масс рабочего тела в машине в каждый момент времени по углу поворота вала привода. Исследования показали, что для обеспечения требуемой точности вычислений (3-4 значащих цифры) по изотермической модели достаточно принять шаг угла поворота вала двигателя около 2° . При расчетах на основе адиабатной модели этот шаг должен быть уменьшен до $\sim 0.2^\circ$. Далее определяются текущие значения скоростей рабочего газа в трубках нагревателя, охладителя и в насадке регенератора. В зависимости от скорости по соответствующим критериальным уравнениям определяются коэффициенты сопротивления по длине. Местные коэффициенты гидравлического сопротивления в теплообменниках вычисляются с учетом направления потока газа из одной рабочей полости в другую, поскольку для многих конструкций нагревателей и охладителей они зависят от этого направления. Плотность, коэффициенты теплопроводности и вязкости газа в каждой из полостей находят в соответствии с его температурой и давлением. В ходе численного интегрирования при вычислении значений давления и работы в полостях гидравлические потери учитываются в каждый момент времени на всех участках внутреннего контура двигателя.

Коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности трубок теплообменников определяются по критериальным уравнениям в зависимости от текущего значения скорости газа. В дальнейшем они усредняются по циклу как для нагревателя, так и охладителя. В программах учитывается теплообмен непосредственно в цилиндрах сжатия и расширения по аналогии с расчетом таких процессов в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания [6].

Регенератор двигателя Стирлинга является одним из важнейших его узлов. Эффективность регенерации во внутреннем контуре в значительной мере

влияет на параметры машины, а регенерируемая теплота, как показывают исследования, обычно в 3-5 раз превышает подведенную. Оптимизация параметров регенераторов является сложным вопросом, требующим компромиссных решений. Поэтому с помощью разработанной программы вычислений определяется не только объем, но и наилучшее соотношение между длиной и поперечным сечением регенератора.

Расчет процессов теплообмена во внутреннем контуре дает возможность определить внутренний КПД двигателя, учитывающий потери теплоты, а также гидравлические потери. Вычисление этого КПД осуществляется после определения работы действительного цикла путем численного интегрирования выражений для работы в цилиндрах двигателя с учетом действительных давлений рабочего тела. Этот КПД определяет совершенство процессов во внутреннем контуре двигателя, т.к. учитывает потери при теплообмене и регенерации, гидравлические потери.

На следующем этапе определяется значение эффективного КПД двигателя с учетом механических потерь и затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов установки. В настоящее время нет общепринятых зависимостей для определения механического КПД двигателей Стирлинга, ориентировочно его значения оценивают в достаточно большом интервале значений - от 0.55 до 0.95 [1]. Такой широкий диапазон обусловлен разнообразием схем и конструктивных отличий двигателей, а также тем, что потери на трение в механизме зачастую определяют косвенными вычислениями. Однозначным является установленный рост потерь на трение с увеличением частоты вращения и среднего давления в полостях. Г.Уокер [1] относит к потерям на трение также и гидравлические потери во внутреннем контуре, рассмотренные выше. Однако объединение их с

механическими является не только нерациональным, но и некорректным.

В разработанной методике для количественной оценки механических потерь использована линейная зависимость по аналогии с методиками, принятыми в теории двигателей внутреннего сгорания. Для этого в расчет вводится условное давление механических потерь, связанное со средней скоростью поршня. Потери на трение в машине определяются, в основном, количеством уплотнений «цилиндр-поршень», «цилиндр-шток», числом подшипников в механизме привода, поэтому для каждой конструкции необходим учет этих факторов.

Двигатели Стирлинга включают в своем составе ряд вспомогательных агрегатов. К ним следует отнести масляный и топливный насосы, нагнетатели, вентиляторы, компрессор, насос охлаждающей жидкости, генератор и др. При расчетах ДВС, ГТД потери на привод таких устройств обычно включают в состав механических и учитывают механическим КПД. Такой подход является существенным упрощением и не позволяет правильно учесть реальные затраты энергии на привод этих агрегатов, тем более, что относительная доля указанных потерь энергии, как правило, уменьшается с ростом мощности двигателя, а состав и относительные мощности вспомогательных устройств могут существенно отличаться. Это отражается в достаточно широких диапазонах рекомендованных для расчетов значений потерь. Затраты на привод агрегатов не обязательно должны быть минимизированы, т.к. целью является достижение максимального значения КПД силовой установки в целом. Так, например, повышение мощности (до определенного предела, разумеется) насосов теплоносителей внешних контуров зачастую позволяет интенсифицировать процессы теплопередачи в нагревателе и охладителе, повысить эффективный КПД. Поэтому в уравнения вводятся параметры этих вспомогательных агрегатов.

В ходе вычислений для каждого сочетания независимых исходных параметров находят значение оптимизируемого, которое сравнивается с лучшим из ранее вычисленных. В конце процесса расчета для наилучшего варианта определяются оптимальные параметры двигателя. Полученные значения величин на практике ограничиваются требованиями прочности, надежности, возможностями технологии изготовления и требованиями эксплуатации. Эти ограничения в виде неравенств вводятся в программы, как и другие дополнительные условия и зависимости.

В процессе исследований были рассмотрены несколько вариантов компоновки камер сгорания двигателей. Установлено, что для достижения высоких значений КПД этих камер целесообразно применять не отдельные камеры сгорания для нагревателей каждого из цилиндров, а устанавливать общую камеру сгорания для группы цилиндров. Такие решения реализованы в некоторых конструкциях транспортных двигателей Стирлинга двойного действия [2]. Расчеты показывают, что значения эффективного КПД двигателей, оптимизированных по эффективному КПД в качестве целевой функции, достигают 0.40 при температуре трубок нагревателя двигателя Стирлинга 1000К. Такая температура легко может быть получена при использовании в качестве топлива газов, полученных в газогенераторных установках [7]. В то же время оптимизация параметров двигателей по параметру мощности, рекомендуемая в [1,2], не позволяет получить значения КПД выше 0.35...0.37. Для сравнения следует также отметить, что КПД ряда конвертированных автомобильных ДВС, работающих с газогенераторами [8], составляет 0.24...0.32 в зависимости от типа базового двигателя (бензиновый или дизельный), а также его конструкции. Для ДВС максимальные значения эффективной мощности и КПД достигаются для двигателей, работающих на генераторном газе, полученном от таких исходных топлив как древесная щепа, торф, антра-

цит, уголь. В то же время для двигателей Стирлинга этот КПД практически не зависит от рода исходного топлива, поскольку в нем осуществляется внешний подвод теплоты к нагревателям и цилиндрам.

Использование генераторного газа в качестве топлива обеспечивает низкую токсичность отработанных газов. Это объясняется тем, что основным горючим компонентом газогенераторного газа является оксид углерода (СО). Кроме того, генераторный газ, полученный из топлив природного происхождения не содержит таких токсичных веществ как свинец, двуокись серы, альдегиды, бенза α -пирен и др.

В качестве топлива для газогенератора возможно использование многих сельскохозяйственных, лесных и промышленных отходов: солома, лузга, жмых, хвоя, хвойные шишки, древесная кора и стружка, опилки и др. Отходы с малой плотностью в естественном виде применять для мобильных транспортных средств нерационально из-за быстрого их сгорания, низкой теплотворной способности, неудобства хранения и транспортировки. Данные недостатки частично устраняются путем брикетирования отходов и добавки связывающих веществ (каменноугольные и древесные пеки, черный щелок, галловое масло, лигносульфонаты). В тоже время целесообразно использование таких отходов в стационарных установках с механизированной загрузкой их в газогенератор.

5. Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Проведенные расчеты параметров двигателей Стирлинга и сравнение их с результатами других авторов позволили сделать вывод, что предложенный метод удобен для практики и позволяет осуще-

ствлять как поисковые исследования установок с такими двигателями, так и получать результаты для проектирования. Проводимые в ДонНАСА исследования двигателей, тепловых насосов, рефрижераторов позволили выбрать их оптимальные параметры с учетом целого ряда дополнительных устройств.

Разработанные программы дают возможность определять влияние отдельных параметров установок на их эффективность, проводить расчеты режимов работы двигателей с изменением их мощности, что позволит исследовать методы ее регулирования.

Список литературы:

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Горожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. – Макеевка: ДонГАСА, 2003. – 208 с.
4. Горожанкин С.А. Оптимизация параметров автомобильных двигателей Стирлинга // Вестник Харьковского ГАДТУ и Сев.-вост. Научн. центра Трансп. Акад. Украины: Сб. научн. тр. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – Вып. 12-13. – С. 55-58.
5. Organ, Allan J. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine. Cambridge University Press, Oxford, 1992.
6. Горожанкин С.А. Теплообмен в цилиндрах машин Стирлинга // Вісник Донбаської держ. акад. буд. і арх. – 2001. – Вип. 2(27). – С. 149-152.
7. Анютин К.А. Автомобильные газогенераторные установки. – М.: Гострансиздат, 1938. – 96 с.
8. Горожанкин С.А., Чугреев А.С. Перспективы применения газогенераторных двс в агропромышленном комплексе // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. – Технічні науки. – 2007. – № 70(93). – С. 125-130.