

топки, которая в нашем случае составит 2,5 м. Из точки 1 проводится вертикальная линия до пересечения с линией зависимости $d=f(l, N)$, равной 2,5 м, и в точке 2 определяется значение искомого диаметра топки, соответствующего в нашем примере $d=0,55$ м.

Предлагаемый графо-аналитический метод конструирования позволяет унифицировать определение размеров цилиндрической топочной камеры теплогенераторов с жаровой трубой.

1. Литвиненко Н.Н., Макаров А.С. Пути совершенствования жаротрубно-дымогарных котлов ВК-21 // Промышленность строительных материалов. Сер. 10. Вып.2. – М., 1992. – 16 с.

2. Губарь С.А., Лукьянов А.В., Флер М.З. Теплообмен в топочных камерах теплогенераторов с жаровой трубой // Сб. научн. трудов КНУСА «Вентиляция, освещение и теплогазоснабжение». – 2001. – №3.

3. Тепловой расчет промышленных парогенераторов / Под. ред. В.И.Частухина. – К.: Вища школа, 1980. – 184 с.

Получено 18.01.2002

УДК 621.444 + 621.577

С.А.ГОРОЖАНКИН, канд. техн. наук

Донбасская государственная академия строительства и архитектуры, г.Макеевка

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ И ОБРАТНЫХ ЦИКЛОВ СТИРЛИНГА

Рассматривается математическая модель термотрансформаторов, работающих по циклу Стирлинга. Изложены метод замкнутой оптимизации параметров теплонасосных установок на базе тепловой машины Стирлинга и порядок их вычислений на ЭВМ.

Эффективность термотрансформаторов, работающих по циклу Стирлинга, определяется не только характеристиками собственно тепловой машины (ТМС), но и параметрами внешних устройств, входящих в состав комплексной системы теплохладоснабжения. В процессе проектирования таких систем на первый план выступает вопрос оптимизации как параметров ТМС, так и установки в целом. В настоящее время имеются работы [1] по моделированию действительных циклов двигателей. В то же время исследования параметров обратных циклов холодильных и теплонасосных установок (ТНУ) весьма ограничены, хотя их применение на сегодняшнем этапе развития техники является перспективным [2].

Математическое моделирование процессов и циклов ТМС на ЭВМ значительно расширяет возможности исследований на стадии их проектирования и создания: сокращаются сроки разработок, уменьшается число экспериментальных исследований.

В расчетах процессов и циклов ТМС рассматривается как сложная термодинамическая система, включающая ряд более простых. Последние обмениваются теплотой, работой и массой между собой и окружающей средой. Для каждой из них составлены уравнения, отражающие характерные особенности протекающих термодинамических и газодинамических процессов.

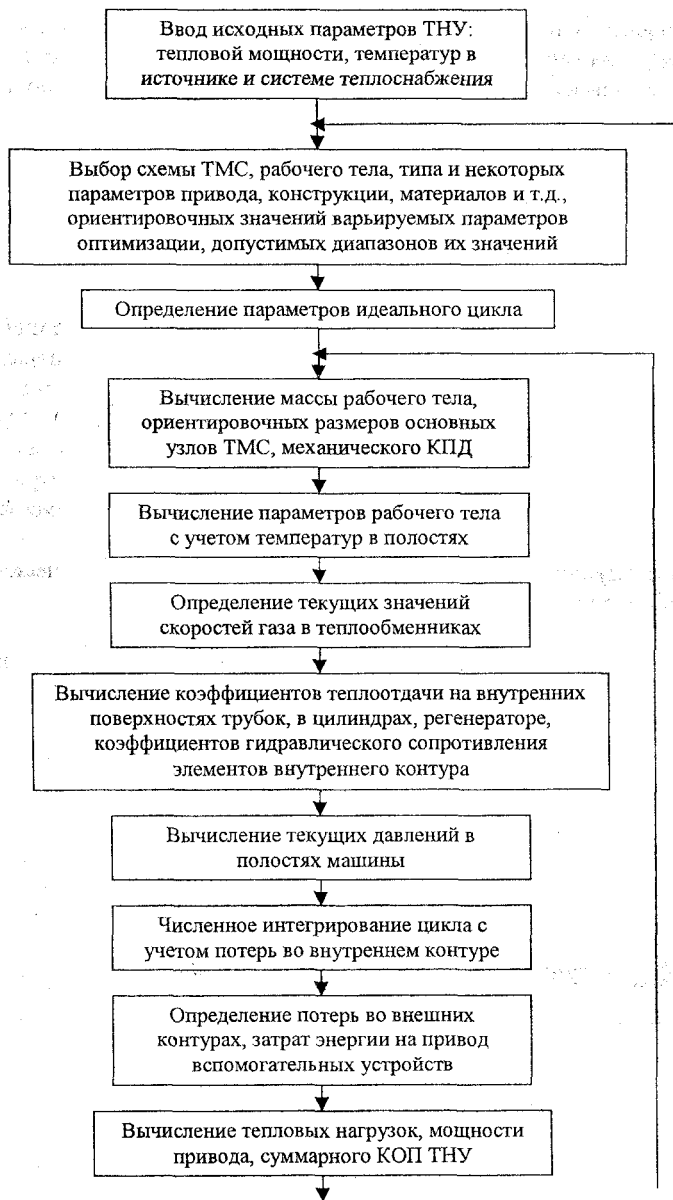
Схема процесса оптимизации и вычисления параметров ТНУ представлена на рисунке. На первом этапе на основе заданных параметров (тепловой мощности, температуры источника теплоты, температуры теплоносителя в системе теплоснабжения) выбирают наиболее приемлемую схему и модификацию ТМС, рабочее тело, теплоносители внешних контуров. Далее выполняют расчет параметров идеального цикла с учетом кинематики механизма привода и температур в теплообменниках, что дает возможность определить в первом приближении массу рабочего тела в машине, рабочие объемы цилиндров и их размеры, объемы теплообменников и др. геометрические параметры. Принимают также ориентировочные значения температур в полостях нагревателя и охладителя.

На следующей стадии осуществляют расчет гидравлических потерь во внутреннем контуре ТМС. Для этого, исходя из распределения масс рабочего тела в машине, в каждый момент времени по углу поворота (с шагом 2-4°) вала привода вычисляют скорости газа внутри трубок нагревателя, охладителя и в насадке регенератора. В зависимости от скорости по соответствующим критериальным уравнениям определяют коэффициенты сопротивления по длине и местные. Сумму коэффициентов гидравлического сопротивления в теплообменниках вычисляют, полагая направление потока из полости расширения в полость сжатия положительным, по выражению

$$\sum \xi = \sum \xi_{\text{вх}} + \sum \lambda_i \frac{l_i}{D_i} + \sum \xi_{\text{вых}} \quad (1)$$

где $\sum \xi_{\text{вх}}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на входе в теплообменник; $\sum \xi_{\text{длин}}$ – сумма коэффициентов сопротивлений по длине в трубках с учетом изменения их диаметров по участкам; $\sum \xi_{\text{вых}}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на выходе из теплообменника.

Для многих конструкций нагревателей и охладителей коэффициенты местных сопротивлений зависят от направления потока газа. Это





Процесс вычисления параметров ТНУ методом замкнутой оптимизации

учитывается в нашей программе. Плотность, коэффициенты теплопроводности и вязкости газа вычисляются с учетом его температуры. Коэффициент гидравлического сопротивления сетчатой насадки регенератора определяют по формуле [3]

$$\xi = \frac{133}{Re} + \frac{4.9}{Re^{0.25}}, \quad (2)$$

где Re – число Рейнольдса для потока в насадке.

Гидравлические потери на всех участках внутреннего контура ТМС в каждый момент времени учитывают при вычислении значений давления и работы в полостях расширения и сжатия в процессе численного интегрирования.

Для учета процессов теплообмена на внутренней поверхности трубок теплообменников по критериальным уравнениям в зависимости от скорости газа определяют коэффициенты теплоотдачи. Полученные значения коэффициентов теплоотдачи усредняют по циклу как для нагревателя, так и охладителя. Температурный напор на внутренних поверхностях вычисляют с учетом того, что в теплообмене участвуют не все поверхности. Доля их «активной» части обычно составляет 0,6...0,8 от общей площади внутренней поверхности, что приводит к возрастанию этого температурного напора. В программе также учитывается теплообмен непосредственно в цилиндрах машины [4].

Эффективность регенерации в значительной мере влияет на параметры ТМС, поэтому регенератор является одним из важнейших ее узлов. Регенерируемая в цикле теплота обычно в 3-5 раз превышает подведенную теплоту цикла. Эффективность регенератора ε (ее можно называть условным КПД регенератора) определяется как отношение теплоты, отдаваемой в цикле, к поглощаемой (аккумулируемой) теплоте. Она оказывает на КПД ТМС наибольшее влияние. Стремление улучшить процесс регенерации требует увеличения объема и массы регенератора, что, в свою очередь, приводит к росту его размеров и снижает удельную мощность ТМС. Кроме того, возросшее при этом гидравлическое сопротивление может даже привести к снижению общего КПД. Эффективность регенератора зависит также от теплоемкости и теплопроводности материала насадки, ее пористости и других свойств. Если в качестве теплоаккумулирующего материала насадки используется проволока, сетка из меди или ее сплавов, то удельное гидравлическое сопротивление определяется в основном диаметром проволоки и размером ячейки сетки. Оптимизация параметров регенераторов ТМС является одним из сложных вопросов, требующих комплексных решений. Поэтому в рассматриваемой программе опреде-

ляется не только объем, но и наилучшее соотношение между длиной и поперечным сечением регенератора.

Для сетчатых регенераторов эффективность находят по формуле [3]

$$\epsilon = 1 - \frac{2}{\Lambda + 2} - 0,07 \frac{\Pi}{\Lambda}, \quad (3)$$

где $\Lambda = \frac{\alpha_x F_x}{2\Delta M_x C_x f_r}$ – приведенная длина; $\Pi = \frac{\alpha_x F_x}{2M_{нас} C_{нас} f_r}$ – при-

веденное время. В этих выражениях: α_x – коэффициент теплоотдачи в насадке; F_x – поперечное сечение; ΔM_x – масса газа, поступающего в регенератор за цикл; C_x – теплоемкость газа; $M_{нас}$ – масса насадки; $C_{нас}$ – теплоемкость ее материала; f_r – частота циклов.

Расчет процессов теплообмена во внутреннем контуре дает возможность определить внутренний коэффициент преобразования энергии (КОП) ТМС, учитывающий потери теплоты, а также гидравлические потери. Вычисление внутреннего КОП производят после нахождения работы действительного цикла, определяемой численным интегрированием выражений для элементарных работ в цилиндрах двигателя с учетом действительных давлений рабочего тела. Это позволяет оценить эффективный КОП с учетом механического КПД ТМС.

В настоящее время нет общепринятых зависимостей для определения механического КПД ТМС. В работе [1] его величину ориентировочно оценивают от 0,55 до 0,95. Это обусловлено схемами и конструктивными отличиями ТМС, а также тем, что потери на трение в механизме зачастую определяются косвенными вычислениями. Однозначным является рост потерь на трение с увеличением частоты вращения и среднего давления в полостях. Г.Уокер [1] относит к потерям на трение также гидравлические, рассмотренные выше. Однако эти потери определяются параметрами внутреннего контура, поэтому объединение их с механическими представляется некорректным и даже нерациональным.

Предлагается применить для оценки механических потерь методику, принятую в теории ДВС [5], – ввести в расчет условное давление механических потерь, связанное со средней скоростью поршня выражением вида

$$p_m = A + B J_m,$$

где J_m – средняя скорость поршня.

Механические потери в ДВС имеют аддитивную и мультипликативную составляющие. Нами аналитически оценены потери на трение

в ТМС по опытным данным, приведенным в [1]. Для двигателя β -модификации среднее давление механических потерь аппроксимируется зависимостью

$$p_{тр.} = 0,036 + 0,0079J_m. \quad (4)$$

Потери на трение в ТМС определяются в основном количеством уплотнений «цилиндр-поршень», «цилиндр-шток», числом подшипников в механизме привода, поэтому для каждой конструкции необходимо учитывать эти факторы. Очевидно, что в машинах α -модификации потери в уплотнениях «цилиндр-поршень» максимальные, в то время как для β -модификации и двойного действия они меньше. ТМС с ромбическим механизмом содержат значительное количество подшипников, поэтому потери на трение в них больше, чем в машинах с кривокопфным или кривошипно-шатунным механизмами. Видимо, это потребует введения уточняющих зависимостей по сравнению с выражением (4).

ТМС может содержать до десятка вспомогательных агрегатов, требующих дополнительных затрат мощности на их привод, что вызывает дополнительные потери. При расчетах ДВС, ГТД эти потери часто включают в состав механических и учитывают механическим КПД двигателя. Такой подход является определенным упрощением и не позволяет должным образом учесть реальные затраты энергии на привод этих агрегатов, тем более что относительная доля указанных потерь энергии обычно уменьшается с ростом мощности машины. Кроме того, в зависимости от ее типа, назначения, условий работы, внешних факторов состав и относительная мощность вспомогательных устройств могут существенно изменяться, что отражается в достаточно широких диапазонах рекомендованных параметров. Затраты на привод некоторых агрегатов не обязательно должны быть минимизированы. Основная цель здесь – достижение максимального значения КОП ТНУ в целом. Поэтому параметры собственно ТНС могут быть даже хуже, чем у оптимального варианта. Так, повышение мощности (до определенного предела, разумеется) насосов теплоносителей внешних контуров позволяет интенсифицировать процессы теплопередачи в нагревателе и охладителе, повысить индикаторный и эффективный КОП ТНУ в целом при некотором снижении КОП самой машины.

Метод замкнутой оптимизации применялся для оценки параметров двигателей Стирлинга [6]. Он позволяет принимать в качестве оптимизируемого практически любой параметр ТМС – КПД, удельную, литровую мощность и др. Метод дает возможность находить внутрен-

ний и эффективный КПД, КОП, осуществлять оптимизацию параметров ТНУ. Для этого в программу вводят зависимости, учитывающие работу вспомогательных агрегатов, узлов системы (насосы, двигатели, теплообменники, трубопроводы, отопительные приборы и др.). Рассматривают процессы как во внутреннем, так и во внешних контурах ТНУ с учетом теплофизических характеристик теплоносителей. В проведенных исследованиях применен оптимизационный метод Хук-Дживса [7] или метод "покоординатного спуска". Программы расчетов разработаны на языке Си++ для ТМС различных модификаций. Они позволяют оценить влияние отдельных параметров установок на их эффективность, осуществлять вычисления для нерасчетных режимов работы, программ регулирования.

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.

2. Горожанкин С.А. Перспективы тепловых насосов и рефрижераторов на базе двигателей Стирлинга // Вестн. Донбасской гос. акад. стр-ва и архит. Вып.98-2(10). – 1998. – С.48-52.

3. Бакластов А.М., Бродянский В.М., Голубев Б.П. и др. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.

4. Горожанкин С.А. Теплообмен в цилиндрах машин Стирлинга // Вестн. Донбасской гос. акад. стр-ва и архит. Вып. 2001-2(27). – 2001. – С.149-152.

5. Вырубов Д.Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

6. Горожанкин С.А. Оптимизация параметров автомобильных двигателей Стирлинга // Вестн. Харьковского гос. автом.-дор. техн. ун-та и Сев.-вост. Научного центра Транспортной академии Украины. Вып.12-13. – 2000. – С.55-58.

7. Банди Б. Методы оптимизации. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

Получено 18.01.2002

УДК 628.215

И.А.ДУТЧАК

Украинский научно-исследовательский институт природных газов, г.Харьков

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ В УСТАНОВКАХ ОЧИСТКИ ГАЗА НА ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ГАЗОПРОВОДОВ

Приведятся уравнения, позволяющие установить взаимосвязь параметров, характеризующих процесс очистки газа в аппаратах инерционного типа на линейной части газопроводов.

На газопроводах, не оборудованных камерами запуска и приема очистных устройств, проблему очистки их внутренней полости от загрязнений можно решить путем применения установок инерционного вида типа уловителей загрязнений [1, 2]. Уловитель загрязнений (УЗГ) состоит из двух камер, расположенных в вертикальной плоскости одна