

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА СХЕМЫ АЛЬФА

В. В. Козляков, Р. И. Соколовский

В работе представлена теоретическая модель двигателя Стирлинга, основанная на термодинамических зависимостях, которые описывают рабочий процесс как квазистатический.

Ключевые слова: тепловой двигатель, внешнее сгорание, соединение Альфа, вытеснительный цилиндр, рабочий цилиндр, механический момент

Введение

Среди тепловых силовых установок двигатель Стирлинга занимает особое место прежде всего потому, что его энергетические характеристики теоретически достаточно высоки, а вредное воздействие на окружающую среду минимально. Он относится к двигателям внешнего сгорания (тепло поставляется внешним источником) и поэтому значительно отличается от традиционных двигателей внутреннего сгорания. Он имеет меньше подвижных частей, нежели обычные двигатели. В нем нет клапанов, кулачков, топливных инжекторов или искровых систем зажигания. Уровень шума в двигателе Стирлинга значительно меньше, чем в обычных двигателях, что является результатом непрерывного, а не импульсного сгорания топлива. Поскольку процессы сгорания топлива происходят вне двигателя, то их легко контролировать, что приводит к уменьшению эмиссии окислов углерода и азота и несгоревших углеводородов. Эффективность двигателей Стирлинга потенциально выше эффективности двигателей внутреннего сгорания или газовых турбин. Нет никаких ограничений на характеристики топлива. Эти двигатели требуют минимального обслуживания. Чтобы двигатель Стирлинга завоевал рынок, необходимо решить ряд задач и в первую очередь определить область его рационального применения [1]. К наиболее важным из них относятся:

- разработка достоверных методов расчета рабочего процесса;
- выбор рациональных источников теплоты, рабочего тела и параметров конструкции двигателя в зависимости от области его применения;
- создание надежных и достаточно простых систем регулирования;
- разработка и внедрение инновационных технологий изготовления его деталей;
- применение новых материалов с высокими характеристиками и совершенных и долговечных уплотнений;
- создание высокоэффективных и малогабаритных теплообменных аппаратов.

Целью настоящей работы является дальнейшее развитие термодинамической модели двигателя Стирлинга.

Постановка задачи исследования

Одна из причин, почему в настоящее время эти двигатели широко не распространены, – отсутствие адекватных теоретических моделей их работы, на основе которых происходит совершенствование двигателей, вплоть до достижения ими предельных характеристик. Умение осуществить достаточно точное и простое моделирование процессов, протекающих в реальных двигателях, является основной задачей теории [1–6].

Первая теоретическая модель была предложена Шмидтом в 1861 г. и с тех пор

неоднократно совершенствовалась. Некоторые ее положения используются до сих пор, например, принятое Шмидтом положение о гармоническом изменении давления и объемов рабочего тела в цилиндрах двигателя [5]. Достоинства этой простой теории не были полностью реализованы, несмотря на обилие теоретических работ по математическому моделированию процессов, протекающих в двигателе. Точность математических моделей, содержащих значительное число параметров, невозможно оценить без экспериментальной проверки и создания соответствующих экспериментальных установок, что сильно снижает их ценность. Несмотря на обилие теоретических работ, можно утверждать, что общепризнанной теории двигателя Стирлинга нет.

Основные положения, лежащие в основе модели Шмидта, по нашему мнению, достаточно реалистичны и после внесения корректирующих дополнений могут составить основу термодинамической теории двигателя.

В частности, корректный закон изменения объемов цилиндров, занятых рабочим телом, от угла поворота коленчатого вала и поправки на неидеальность регенератора приводят к неизбежным выводам, анализ которых дан ниже. В рамках качественного описания работы двигателя обращается внимание на узловые пункты, в которых основные положения теории должны быть в дальнейшем модифицированы. К их рассмотрению авторы намерены вернуться в последующих статьях. В этой же статье рассматривается соединение Альфа, которое охватывает большую группу двигателей Стирлинга. В нем имеется два отдельных цилиндра, в каждом из ко-

торых движется уплотненный поршень (рис. 1). Рабочий и вытеснительный цилиндры находятся в постоянном контакте соответственно с горячим и холодным источниками теплоты, а рабочее тело периодически переходит из одного цилиндра в другой, нагреваясь до температуры горячего и охлаждаясь до температуры холодного источника теплоты. Необходимое изменение температуры рабочего тела обеспечивается холодильником или регенератором, а также соединительными каналами, по которым под действием поршней перемещается рабочее тело.

В рабочем цикле процессы в цилиндрах сдвинуты по фазе, а соответствующая механическая связь поршней цилиндров с маховиком осуществляется с помощью обычного кривошипно-шатунного механизма. Оптимизация величины фазового угла, на который изменения объема в рабочем цилиндре опережают изменения объема в вытеснительном цилиндре, в данной статье не рассматривается. Этот угол считается равным $\pi/2$. Гидродинамическим сопротивлением соединительных каналов, регенератора или радиатора охлаждения пренебрегаем.

Описание работы двигателя Стирлинга

Описание цикла начнем с момента, когда рабочее тело находится в вытеснительном цилиндре 2 (см. рис. 1, а) при температуре T_2 холодного источника тепла. Поворот коленчатого вала на угол α (рис. 2) сопровождается перетеканием рабочего тела из вытеснительного цилиндра 2 (см. рис. 1, а) в рабочий цилиндр 1 через холодильник 3, который, при наличии регенерации, может быть заменен регенератором.

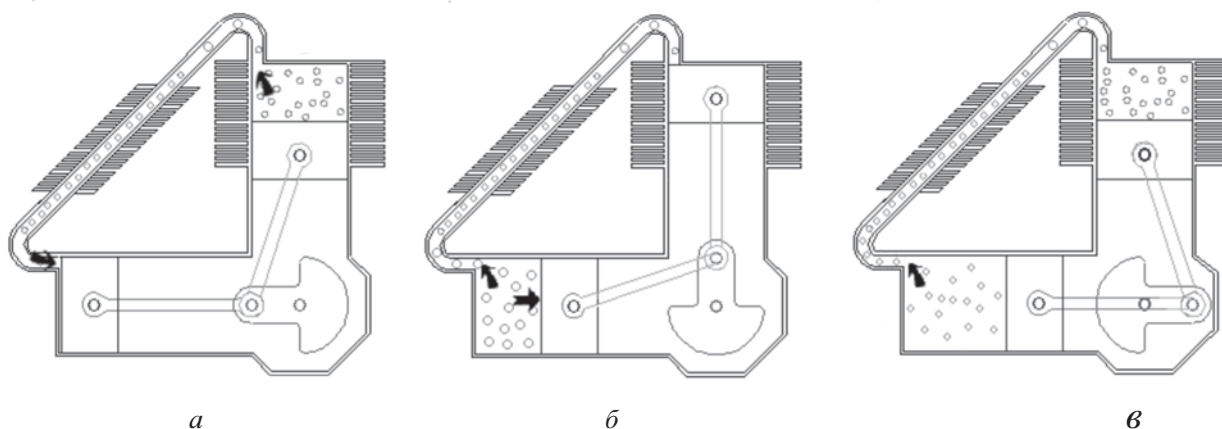


Рис. 1. Схема рабочего процесса двигателя Стирлинга:
а – первая фаза цикла; б – вторая фаза цикла; в – третья фаза цикла;
1 – рабочий цилиндр; 2 – вытеснительный цилиндр; 3 – холодильник

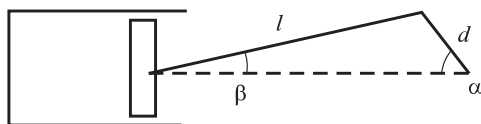


Рис. 2. Кинематическая схема рабочего цилиндра:
 l — длина шатуна; d — радиус кривошипа
 коленчатого вала

Поступающий в цилиндр 1 газ нагревается и при расширении совершает положительную работу, величина которой растет по мере поступления газа в цилиндр. При некотором угле поворота коленчатого вала α_0 (например, 76°) работа расширения сначала становится равной работе сжатия в вытеснительном цилиндре, а затем начинает быстро расти. Этот избыток расходуется на поддержание угловой скорости вращения маховика и совершение полезной работы. При угле поворота 90° рабочее тело (см. рис. 1, б) почти полностью оказывается в рабочем цилиндре.

Дальнейшее расширение рабочего тела сопровождается совершением положительной работы поршнями как в рабочем, так и в вытеснительном цилиндре, куда начинает перетекать рабочее тело, где оно также совершает положительную работу. При угле поворота 180° процесс расширения газа в рабочем цилиндре заканчивается. Дальнейшее увеличение угла поворота вала сопровождается перетеканием рабочего тела из рабочего цилиндра в вытеснительный (см. рис. 1, в).

Из-за резкого падения давления в результате расширения рабочего тела в обоих цилиндрах на процесс вытеснения газа из рабочего цилиндра затрачивается значительно меньшая работа по сравнению с той, которая была получена при его расширении. К тому же, рабочее тело совершает положительную работу в вытеснительном цилиндре, которая компенсирует потери работы. При угле поворота, равном 360° , процесс вытеснения рабочего тела заканчивается, оно все оказывается в холодном цилиндре и цикл повторяется.

Из рассмотренных трех фаз цикла двигателя совершает полезную работу во второй фазе, когда угол поворота коленчатого вала изменяется от 90° до 180° , и частично в первой, когда величина работы расширения газа в горячем цилиндре начинает превышать величину работы его сжатия в вытеснительном цилиндре. Поскольку при этих условиях темпера-

тура рабочего тела значительна, при выборе параметров, характеризующих конструкцию двигателя, необходимо стремиться к тому, чтобы это превышение происходило при как можно меньшем значении угла α_0 .

Приближенная математическая термодинамическая модель двигателя Стирлинга

В основе термодинамического расчета всегда лежит представление о медленности протекающих процессов по сравнению с процессами установления параметров состояния рабочего тела. В данном случае предполагается, что при перетекании рабочего тела из вытеснительного цилиндра в рабочий температура газа становится равной температуре горячего источника. Когда нет регенератора, скорее всего, это так в начале первой фазы цикла, небольшое количество газа, поступающего в горячий рабочий цилиндр, нагревается практически мгновенно. Затем начинается процесс теплоотдачи от горячей поверхности цилиндра поступающему газу. Тепловой поток, передаваемый рабочему телу, описывается законом Ньютона–Рихмана и не может при большой скорости перетекания рабочего тела его мгновенно прогреть. Если заполнение рабочего цилиндра идет через регенератор, то, проходя через него, газ нагревается до температуры, близкой к температуре горячего цилиндра, за счет тепла, накопленного регенератором ранее.

Термодинамическое описание работы двигателя Стирлинга без использования законов теплообмена с самого начала оказывается в значительной степени приближенным, поэтому представить индикаторные диаграммы для цилиндров, даже в квазистатическом пределе, в виде конечного числа известных основных термодинамических процессов не представляется возможным. Более того, они зависят от ряда параметров, характеризующих условия работы двигателя. Эти диаграммы не универсальны и получаются только в результате расчетов на компьютере.

Величина объема, занимаемого рабочим телом в каждом цилиндре, определяется произведением площади сечения цилиндра на ход поршня. Ход поршня зависит от угла поворота вала и определяется из кинематической схемы (рис. 2). Можно показать, что величины объемов, заполненных рабочим телом в рабочем (V_1) и вытеснительном (V_2) цилиндрах, в зависимо-

сти от угла α выражается формулами:

$$V_1 = V_{01} \frac{1}{2k} (1 + k - k \cos \alpha - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \alpha}); \quad (1)$$

$$V_2 = V_{02} \frac{1}{2k} (1 + k - k \sin \alpha - \sqrt{1 - k^2 \cos^2 \alpha}); \quad (2)$$

$$k = d/l,$$

где V_{01} , V_{02} – полные объемы рабочего и вытеснитель цилиндров соответственно.

Если ввести функцию

$$f(\alpha, k) = \frac{1}{2k} (1 + k - k \cos \alpha - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \alpha}), \quad (3)$$

описывающую долю полного объема цилиндра, занятого рабочим телом, то формулы (1) и (2) можно представить в виде:

$$V_1 = V_{01} f(\alpha, k), \quad V_2 = V_{02} f(\alpha - \frac{\pi}{2}, k).$$

Когда цилиндры полностью заполнены рабочим телом, давления находящегося в них газа рассчитываются по формулам:

$$p_{01} = 2k \frac{m}{\mu} \cdot \frac{R_0 T_1}{V_{01} (1 + k - \sqrt{1 - k^2})}; \quad (4)$$

$$p_{02} = 2k \frac{m}{\mu} \cdot \frac{R_0 T_2}{V_{02} (1 + k - \sqrt{1 - k^2})}, \quad (5)$$

где m – масса газа; μ – его молекулярный вес;

R_0 – универсальная газовая постоянная; T_1 – температура горячего источника тепла; T_2 – температура холодного источника тепла.

Отношение давлений является одним из параметров задачи

$$Z = \frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{V_{02}}{V_{01}} \quad (6)$$

наряду с k и отношением абсолютных температур и объемов:

$$\Theta = \frac{T_1}{T_2}, \quad \chi = \frac{V_{02}}{V_{01}}.$$

Рабочее тело распределено по цилиндрам в зависимости от угла поворота α . В первом цилиндре его масса m_1 , во втором – m_2 . Суммарная масса остается постоянной:

$$m_1 + m_2 = m. \quad (7)$$

Второе уравнение, связывающее массы m_1 и m_2 , вытекает из равенства давлений в цилиндрах:

$$\frac{m_1 Z}{f(\alpha)} = \frac{m_2}{f(\alpha - \frac{\pi}{2})}. \quad (8)$$

Решение системы уравнений (7) и (8) дает зависимости масс от угла поворота α и параметра Z :

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{mf'(\alpha)}{f(\alpha) + Zf(\alpha - \frac{\pi}{2})}; \\ m_2 &= \frac{mZf(\alpha - \frac{\pi}{2})}{f(\alpha) + Zf(\alpha - \frac{\pi}{2})}. \end{aligned} \quad (9)$$

Из уравнения состояния идеального газа можно теперь найти давление газа в цилиндре при данном угле поворота маховика:

$$p = \frac{RTm}{V_1} \cdot \frac{1}{f(\alpha) + Zf(\alpha - \frac{\pi}{2})}.$$

Совершаемая первым цилиндром за цикл удельная работа равна:

$$\begin{aligned} l_1 &= RT_1 \varphi_1(Z); \\ \varphi_1(Z) &= \int_0^{2\pi} \frac{df(\alpha)}{f(\alpha) + Zf(\alpha - \frac{\pi}{2})}. \end{aligned}$$

Соответственно удельная работа за цикл поршня во втором цилиндре:

$$\begin{aligned} l_2 &= RT_2 \varphi_2(Z); \\ \varphi_2(Z) &= \int_0^{2\pi} \frac{Zdf(\alpha - \frac{\pi}{2})}{f(\alpha) + Zf(\alpha - \frac{\pi}{2})}. \end{aligned}$$

Когда двигатель снабжен идеальным аккумулятором тепла, то удельная работа l_1 равна удельному количеству тепла q_1 , полученному от горячего источника тепла, а удельная работа l_2 , но со знаком минус – удельному количеству тепла q_2 , отданному холодному источнику тепла. Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

будет равен:

$$\eta_t = 1 - F(Z) \frac{T_2}{T_1}; \quad (10)$$

$$F(Z) = - \frac{\varphi_1(Z)}{\varphi_2(Z)}.$$

Обсуждение результатов исследования и выводы

График функции $F(Z)$ изображен на рис. 3. Из него видно, что КПД двигателя Стирлинга всегда меньше КПД цикла Карно.

При отсутствии регенератора газ в рабочий цилиндр поступает из холодильника. Полученное газом удельное тепло q_1 равно совершаемой удельной работе l_1 и изменению внутренней энергии q_{11} подаваемого в цилиндр газа при нагреве его от температуры T_2 до температуры T_1 :

$$q_1 = l_1 + q_{11}, \quad q_{11} = c_v(T_1 - T_2),$$

где c_v – теплоемкость газа при постоянном объеме.

Совершаемая работа остается прежней, а термический КПД уменьшается и становится равным

$$\eta_t = (1 - \zeta) \left[1 - F(Z) \frac{T_2}{T_1} \right], \quad (11)$$

где $\zeta = \frac{q_{11}}{q_1}$ – отношение тепла, которое теряется в холодильнике, к теплу подведенному за цикл.

Формула (11) остается справедливой и для случая, когда есть не идеальный регенератор, только тогда ζ – отношение тепла, теряемого за цикл в регенераторе, к теплу подведенному за цикл. Реальный двигатель будет иметь

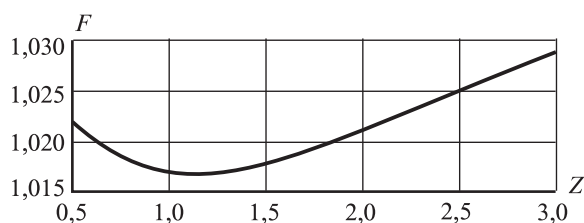


Рис. 3. Зависимость функции F от отношения давлений Z

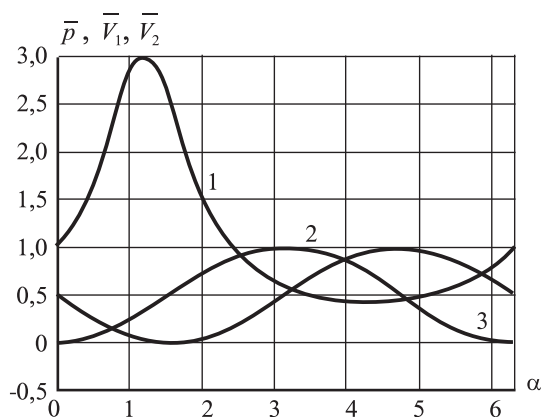


Рис. 4. Изменение давления и объемов рабочего и вытеснительного цилиндров:

$$1 - \bar{p}; \quad 2 - \bar{V}_1; \quad 3 - \bar{V}_2$$

более низкий коэффициент полезного действия в основном за счет необратимых процессов, сопровождающих его работу, и, в первую очередь, связанных с нагревом рабочего тела при заполнении рабочего цилиндра.

Механический момент, приложенный к маховику со стороны поршня рабочего цилиндра, при условии, что его масса значительно превосходит массу кривошипа, можно определить по формуле

$$M_1 = \frac{1}{2} p V_{01} (\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta + \sin \alpha). \quad (12)$$

Формула для механического момента со стороны вытеснительного цилиндра получается из формулы (12) в результате замены объема рабочего цилиндра на объем вытеснительного цилиндра и угла α на $\alpha - \frac{\pi}{2}$. Интегрирование суммарного момента по углу α за полный оборот коленчатого вала двигателя дает совершаемую за цикл механическую работу.

Графики изменения относительных величин $\bar{p} = p/p_{02}$, $\bar{V}_1 = V_1/V_{01}$, $\bar{V}_2 = V_2/V_{02}$ (13) представлены на рис. 4. Из них видно, что закон изменения давления в системе от угла поворота коленчатого вала весьма далек от гармонического.

Полярная диаграмма зависимости давления от угла поворота вала α представлена на рис. 5. Она показывает область максимального давления, которое достигается при угле поворота $\alpha = 76^\circ$.

Для рабочего и вытеснительного цилиндров расчетные индикаторные диаграммы показаны на рис. 6, где используются относительные ве-

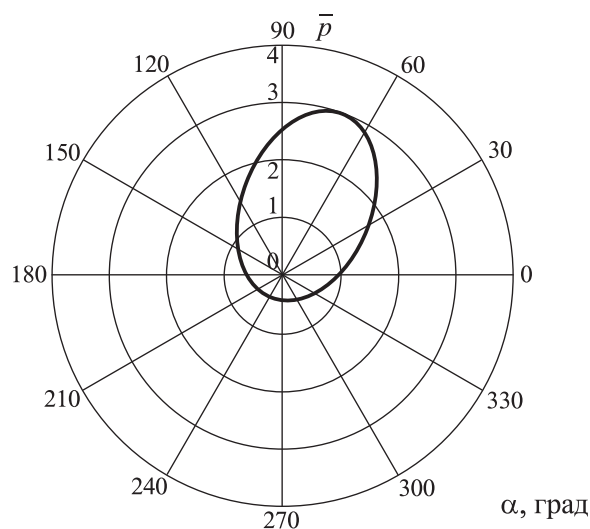


Рис. 5. Полярная диаграмма

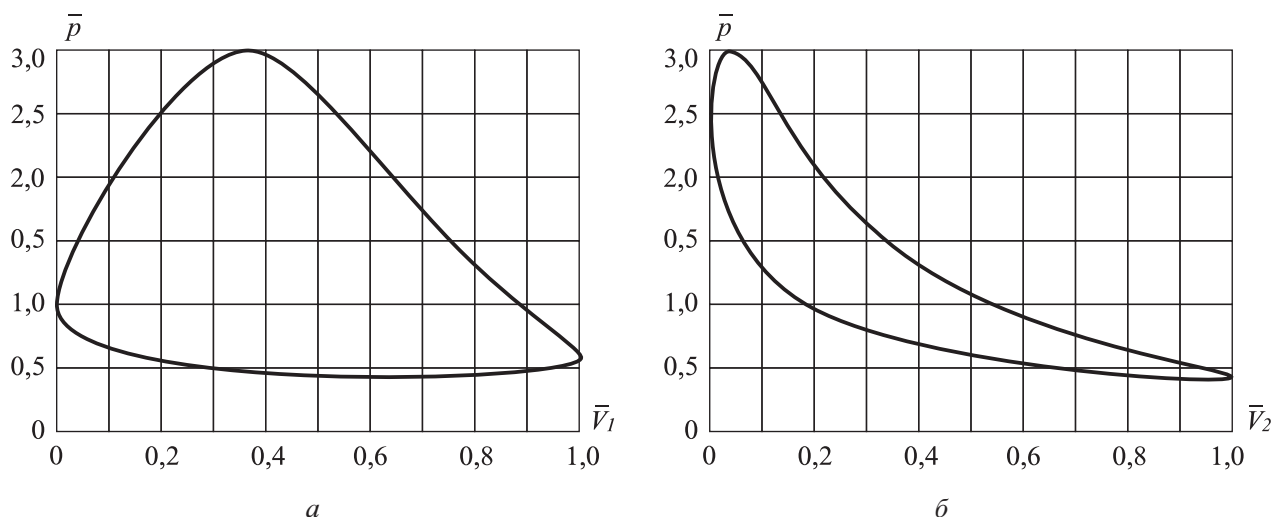


Рис. 6. Индикаторные диаграммы рабочего (а) и вытеснительного (б) цилиндров

личины (13).

Графики построены при следующих значениях параметров:

$$Z = 2,5; \Theta = 2; k = 0,15.$$

Цикл для рабочего цилиндра при работе двигателя соответствует обходу по ходу часовой стрелки, а для вытеснительного – против хода часовой стрелки. Совершаемая работа равна разности площадей, охватываемых циклами, в сопоставимых единицах. Из рисунка видно, что выполненные расчеты количественно подтверждают изложенные выше представления о работе двигателя.

Индикаторная диаграмма цикла Стирлинга в соединении Альфа представляет собой трехмерную зависимость давления от объемов рабочего и вытеснительного цилиндров (рис. 7). Она наглядно показывает, что массы рабочего тела изменяются, общая масса остается постоянной, что является основным отличием от традиционных подходов к анализу циклов двигателей.

Зависимость момента сил, приложенных к маховику двигателя, от угла поворота α изображена на рис. 8, где используется относительный момент:

$$\bar{M} = M / p_{02} V_{02}. \quad (14)$$

Она подтверждает, что приложенный к маховику момент сил изменяется как по величине, так по направлению в зависимости от фазы цикла.

Среднее значение момента $M_{\text{ср}}$ за цикл зависит от отношения температур Θ . Характер этой

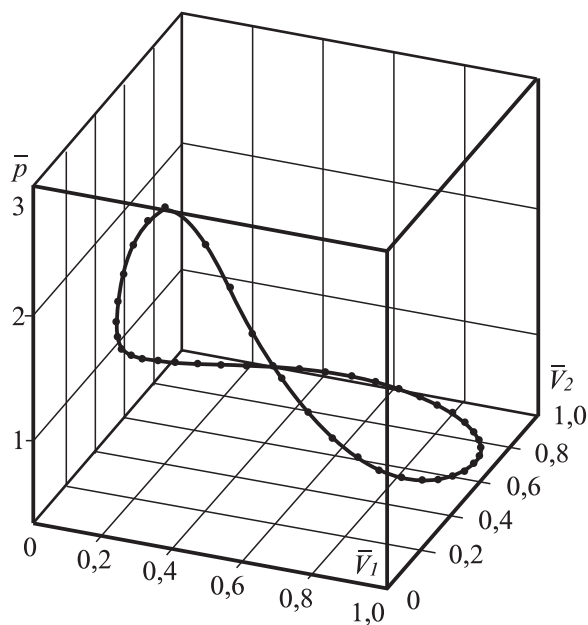
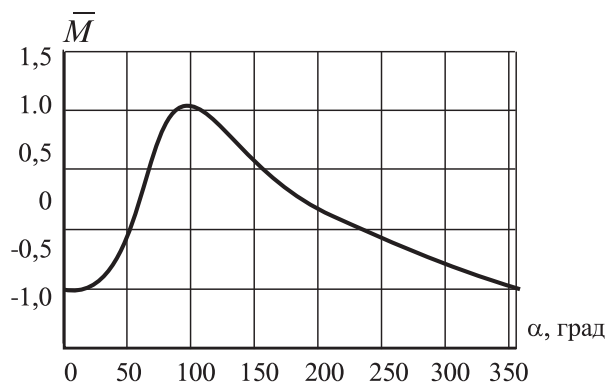


Рис. 7. Индикаторная диаграмма цикла Стирлинга


 Рис. 8. Зависимость момента сил, приложенных к маховику двигателя, от угла поворота α

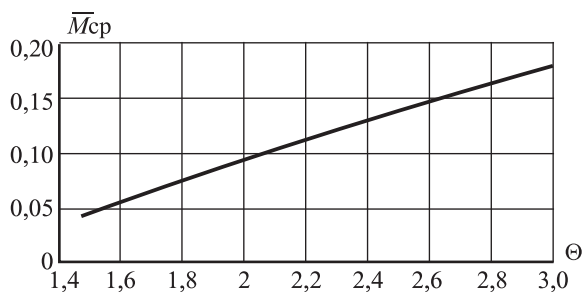


Рис. 9. Зависимость момента $\bar{M}$ от отношения температур

зависимости показан на рис. 9, где также момент представлен в относительной форме (14). Она практически линейная, а значит чем больше отношение температур, тем больше значение крутящего момента и тем быстрее вращается маховик при данной нагрузке.

Закключение

Рассмотренная корректировка модели Шмидта показывает, что КПД двигателя Стирлинга всегда меньше КПД Карно, причем отличие тем сильнее, чем больше отношение температур Θ .

Изменение приложенного момента со стороны двигателя приводит к изменению отношения температур Θ , что сделать быстро невозможно. Двигатель Стирлинга должен работать в стационарных условиях, близких к номинальным показателям. В транспортных средствах его целесообразно использовать только

в гибридных системах, когда резкое увеличение приложенного момента происходит за счет другого источника работы.

Список литературы

1. Двигатели Стирлинга / Под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1977. 150 с.
2. Синев А.В., Израилович М.Я., Щербаков В.Ф., Кангун Р.В. Анализ цикла свободнопоршневых машин типа Стирлинга с учетом динамики подвижных частей. // Машиностроение и инженерное образование, № 4. 2005. С. 19–26.
3. Козляков В.В. Синев А.В., Пашков А.И., Кочетов О.С. Энергетическая установка на базе двигателя Стирлинга // Тяжелое машиностроение. 2004. № 7. С. 38–39.
4. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
5. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга. – М.: Энергия, 1978. 151 с.
6. Allan J. Organ. Thermodynamics and gasodynamics of the Stirling cycle mashine. – Cambridge, University press, 2010. 415 p.

Материал поступил в редакцию 21.11.2010

КОЗЛЯКОВ

Вячеслав Васильевич

E-mail: kozlyakov@mail.ru
Тел. +7 (495) 787-49-57

Доктор технических наук, профессор. Первый заместитель генерального директора ОАО «ВНИИАМ» по научной работе. Заслуженный инженер России. Специалист в области промышленной теплоэнергетики, тепловых двигателей и водородной энергетики. Автор свыше 300 научных работ, в том числе трех монографий и 20 изобретений.

СОКОЛОВСКИЙ

Ростислав Иванович

E-mail: falke-su@mail.ru
Тел. +7 (495) 955-33-01

Доктор физико-математических наук, профессор. Профессор ГОУ МГТУ им. А.Н. Косыгина. Специалист в области промышленной теплоэнергетики. Автор свыше 150 научных работ, в том числе трех монографий и ряда изобретений.