

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ СТИРЛИНГА НА ПАРАМЕТРЫ ИХ ЦИКЛА

В последние годы интенсивно разрабатываются различные конструкции тепловых машин Стирлинга (ТМС). Среди основных их преимуществ следует отметить высокий КПД, возможность использования практически любых источников энергии, хорошие экологические свойства. Холодильные машины, тепловые насосы, работающие по циклу Стирлинга, наиболее эффективны. Их создание сопряжено с меньшими конструктивными и технологическими сложностями вследствие невысоких температур рабочего тела в таких машинах (по сравнению с двигателями).

Эффективность любых ТМС определяется большим числом параметров, среди которых важную роль играет механизм привода. Его кинематика в значительной мере определяет КПД действительных циклов. Известные модели идеальных циклов (изотермическая Шмидта, адиабатная) дают весьма оптимистичные результаты, хотя мощность и КПД реальных машин существенно ниже предсказываемых теорией [1]. Одной из причин этого являются отклонения законов изменений рабочих объемов, определяемых кинематикой привода ТМС, от оптимальных.

Наиболее распространенный метод анализа идеальных циклов ТМС, предложенный Шмидтом [1, 2], предполагает, при целом ряде других допущений, гармоническое изменение объемов рабочих полостей. Известные конструкции приводов (кривошипно-шатунный, ромбический механизмы, привод Росса и др.) обеспечивают, как правило, движение поршней по законам, отличающимся от гармонического. В модели Шмидта интегрирование выражений для теплоты и работы цикла позволяет получить конечные зависимости. Если же изменения объемов не подчиняются гармоническому закону, то решение уравнений традиционными аналитическими методами встречает большие затруднения. Для адиабатной модели [3] интегрирование аналогичных выражений даже при синусоидальном изменении объемов требует применения численных методов.

Гармонический закон перемещения поршней для кривошипно-шатунного механизма возможен при бесконечно большой длине шатунов. В известных конструкциях ТМС отношение длины шатуна к радиусу кривошипа обычно лежит в пределах 2,5...5 [2], что требует количественной оценки его влияния на параметры цикла. Для изотермической модели Шмидта такой цикл, учитывающий конечную длину шатунов, можно назвать "модифицированным" (МЦШ). Он в большей степени приближен к реальным циклам ТМС. Представляет интерес оптимизация параметров таких циклов для машин различных схем, среди которых следует выделить, согласно установившейся традиции, α -, β - и γ -модификации. Для ромбического механизма необходимо, помимо удлинения шатунов, учитывать смещение осей кривошипов относительно оси цилиндра (эксцентриситет).

В приводимых ниже выражениях все параметры циклов представлены в безразмерной форме, принятой при рассмотрении идеальных циклов ТМС. Для α -модификации выражения для текущих объемов рабочих полостей (v_e и v_c) как функций текущего угла поворота кривошипа φ с учетом длины шатунов имеют вид:

$$\begin{aligned} v_e &= \frac{1}{2} \left(1 - \cos \varphi + l_e \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{\sin \varphi}{l_e} \right) \right) \right); \\ v_c &= \frac{k}{2} \left(1 - \cos \varphi + l_c \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{\sin(\varphi - \alpha_0)}{l_c} \right) \right) \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где α_0 — угол фазового сдвига изменений объемов полостей; k — отношение вытесняемых объемов; l_e и l_c — длины шатунов поршней полостей соответственно расширения и сжатия, отнесенные к радиусу кривошипов (L/R), именуемые в дальнейшем удлинениями шатунов. Текущее значение давления в полостях ТМС определяется из соотношения

$$p = 1/(v_c + x \cdot (\tau - 1)/\ln \tau + v_e/\tau),$$

где x — относительный "мертвый" объем (теплообменников и регенератора); τ — отношение температур источников теплоты ($\tau = T_c/T_e$).

Количество подведенной q_e , отведенной q_c в цикле теплоты и работа цикла w определяются как:

$$q_e = \int_0^{2\pi} p dv_e; \quad q_c = \int_0^{2\pi} p dv_c; \quad w = \int_0^{2\pi} p dv = q_e + q_c. \quad (2)$$

Для идеальных циклов Стирлинга эти величины связаны через отношение температур $\tau = T_c/T_e$ зависимостями $q_e = w/(1-\tau)$ и $q_c = q_e \cdot \tau$. Поэтому все нижеприводимые результаты справедливы как для двигателей (для них характерны $\tau = 0.3 \dots 0.5$), так и тепловых насосов, холодильных машин ($\tau \approx 0.8$) с учетом знаков.

Очевидно, что интегрирование выражений (2) аналитическим способом существенно усложняется, его целесообразно проводить численными методами с применением ЭВМ.

Характер изменений параметров q_e , q_c и w с уменьшением l_e и l_c не является однозначным для различных схем ТМС, причем важную роль играет выбор параметра, для которого осуществляется оптимизация — оптимизируемого параметра. При рассмотрении идеальных циклов в качестве такового могут быть приняты q_e , q_c , w или параметры $q_{e \max}$, $q_{c \max}$, $w_{\max}$, определяемые из выражений

$$q_{e \max} = \frac{q_e}{v_e(1+k)p_{\max}}; \quad q_{c \max} = \frac{q_c}{v_e(1+k)p_{\max}},$$

$$w_{\max} = \frac{w}{v_e(1+k)p_{\max}}, \quad (3)$$

где $p_{\max}$ — максимальное давление в цикле.

В варианте оптимизации по работе цикла w уменьшение l_c и l_e приводит к снижению работы цикла у всех вышеперечисленных модификаций машин. Уменьшение работы цикла наиболее явно проявляется для машин с ромбическим механизмом и при $l_e = l_c = 4$ достигает 15%. Для других трех схем это падение примерно в 3 раза меньше. При оптимизации МЦШ требуется в качестве варьируемых вводить параметры k и α . Влияние двух других (x и τ) однозначно, поэтому их значения принимаются фиксированными. Расчеты показали, что оптимизация по w (при $\tau = 0.3$) для всех ТМС дает значение отношения вытесняемых объемов $k \approx 3$, что не всегда приемлемо при конструировании. Такая оптимизация для действительных циклов не позволяет достичь высоких значений КПД и компактности машин [5].

Иные результаты получены при оптимизации циклов по $w_{\max}$. Если для α -, β - и γ -модификаций этот параметр медленно убывает с уменьшением l_e и l_c , то для машин с ромбическим механизмом наблюдается существенный и неуклонный его рост, достигающий 15% при $l_e = l_c = 3$, что частично объясняется увеличением “перекрытия” вытесняемых объемов. Следовательно, параметры ТМС такого типа лучше, чем пред-

сказываемые теорией Шмидта. Это в определенной мере объясняет тот факт, что экспериментальные двигатели такой схемы дали хорошие результаты.

Многие исследователи [1—3] предпочитают принимать оптимизацию по параметру работы $w_{\max}$, поэтому в дальнейших расчетах оценивались отношения $w_{\max}/w_{\max-}$ при оптимальных значениях k и τ ($w_{\max-}$ — параметр работы для классического цикла Шмидта при бесконечно длинных шатунах). Результаты, представлены на рис.1. Для ТМС α -, β - и γ -модификаций при значениях l_e и l_c около 1.5...2.0 наблюдается явный минимум параметра $w_{\max}$. Дальнейшее укорочение шатунов приводит к росту параметра работы и при l_e, l_c около 1.05...1.3 достигает тех же значений, что и при бесконечно длинных шатунах, а далее возрастает. Такие удлинения представляют скорее академический интерес, однако не исключается применение шатунов малого удлинения в нетрадиционных конструкциях.

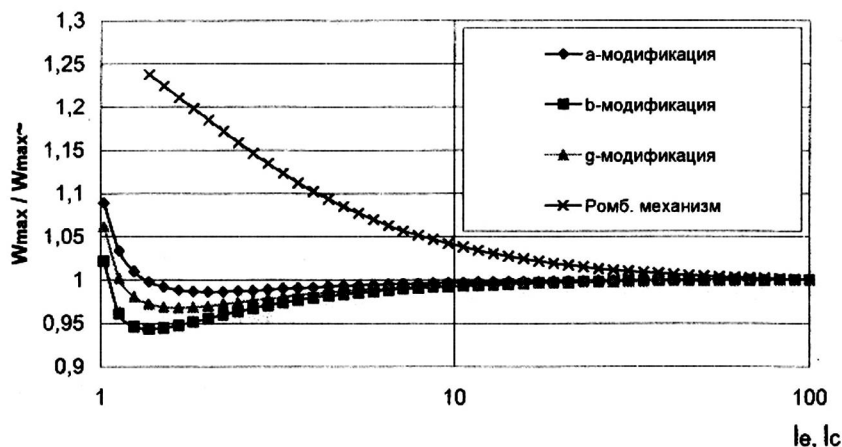


Рис.1. Зависимость относительного параметра работы цикла от удлинений шатунов при $\chi = 1$; $\tau = 0,3$; $l_e = l_c$

С ростом “мертвого” объема в ТМС падение параметра работы цикла уменьшается, как и с увеличением отношения температур холодного и горячего источников теплоты τ .

В целом приведенные результаты позволяют констатировать, что уменьшение относительной длины шатунов для ТМС α -, β - и γ -модификаций, оптимизированных по работе цикла w , уменьшает w , и $w_{\max}$ (соответственно $q_e, q_c, q_{e \max}$ и $q_{c \max}$). Помимо этого изменяются оп-

тимальных значения k и α для машин всех модификаций. Эти результаты следует учитывать при выборе конструкции и проектировании ТМС, что приблизит расчетные значения их параметров к действительным.

Из диаграммы перемещения поршней в ТМС следует, что закон их перемещения существенно отличается от требуемого. Шатуны конечной длины ухудшают параметры цикла, так как скорость движения поршней вблизи нижней мертвой точки должна возрастать, а вблизи верхней — быть минимальной (в идеальной схеме она должна быть нулевой). Приблизить цикл к классическому можно путем изменений в приводном механизме.

Один из путей, которым это может быть достигнуто — установка в механизме привода эллиптических зубчатых колес [4]. Особенностью зубчатых передач с эллиптическими колесами является переменная величина передаточного отношения по углу их поворота, причем изменение этого отношения возрастает с увеличением эксцентриситета образующих эллипсов. Применение таких передач в механизме привода ТМС позволяет увеличить время нахождения поршней вблизи верхней мертвой точки и сократить это время вблизи нижней. Разработан ряд схем машин с подобными передачами и обоснован единый подход к принципам их построения. Главной их особенностью является изменение угла фазового сдвига по углу поворота вала привода. Появляется возможность формирования необходимого цикла на стадии конструирования.

Одна из возможных схем ТМС α -модификации представлена на рис. 2 и включает следующие основные узлы и элементы: 1, 2 — цилиндры расширения и сжатия, их поршни; 3, 4 — нагреватель и охладитель; 5 — регенератор; 6, 7, 8 — эллиптические зубчатые колеса.

Зубчатое колесо 7, установленное на приводном валу двигателя, является центральным и находится в постоянном зацеплении с колесами 6 и 8, на которых установлены кривошипы, связанные с шатунами. Такая схема является трехзвенной. Начальный угол фазового сдвига α_0 равен углу между осями цилиндров. В общем случае на приводном валу могут быть установлены эллиптические зубчатые колеса с различными эксцентриситетами, связанные с соответствующими колесами и кривошипами (четыrehзвенная схема). ТМС в принципе может содержать произвольное число пар эллиптических колес, чтобы обеспечить необходимый закон перемещения поршней. Однако увеличение числа колес нерационально из-за усложнения и утяжеления машины, а также ухуд-

шения ее динамики и балансировки, увеличения стоимости. Наибольший вклад в улучшение параметров достигается введением одной пары колес (двухзвенная схема), как это показано на рис. 3. Очевидно, что благодаря эллиптическим колесам увеличивается время нахождения поршней вблизи верхней мертвой точки и уменьшается вблизи нижней. Другое преимущество — увеличение времени пребывания рабочего тела в нагревателе и охладителе. Термический КПД (ТКПД) обратимого цикла от этого не зависит вследствие идеализации процессов, однако в действительных циклах улучшаются процессы подвода и отвода теплоты и соответственно КПД. Рассмотрим расчет циклов и оптимизацию их параметров для ТМС α -модификации.

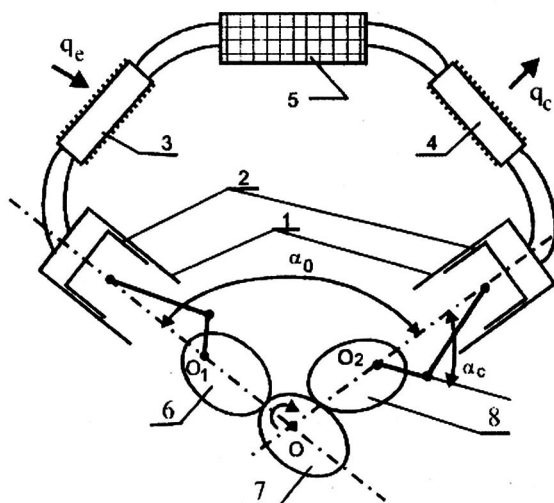


Рис. 2. Трехзвенная схема привода ТМС с эллиптическими зубчатыми колесами

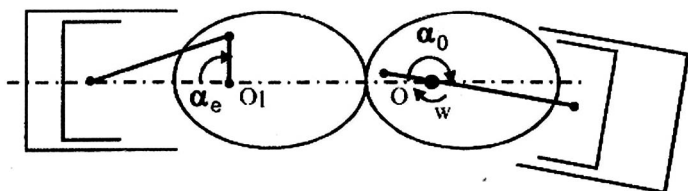


Рис. 3. Двухзвенная схема ТМС

Для трехзвенной схемы текущие значения углов поворота ψ_e и ψ_c ведомых эллиптических зубчатых колес 6 и 8 определяются выражениями:

$$\sin \psi_e = \frac{(1 - \varepsilon^2) \sin \varphi}{1 + 2\varepsilon \cos \varphi + \varepsilon^2}; \quad \sin \psi_c = \frac{(1 - \varepsilon^2) \sin(\varphi - \alpha_0)}{1 + 2\varepsilon \cos(\varphi - \alpha_0) + \varepsilon^2}, \quad (4)$$

где φ — текущий угол поворота вала; α_0 — начальный угол фазового сдвига; ε — эксцентриситет зубчатых колес; α_e , α_c — углы установки кривошипов, как это показано на рис. 2.

Тогда с учетом удлинений шатунов текущие значения объемов полостей расширения v_e и сжатия v_c определяются как:

$$v_e = \frac{1}{2} \left(1 - \cos(\psi_e - \alpha_e) + l_e \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{\sin(\psi_e - \alpha_e)}{l_e} \right) \right) \right);$$

$$v_c = \frac{k}{2} \left(1 - \cos(\psi_c - \alpha_c) + l_c \left(1 - \cos \left(\arcsin \frac{\sin(\psi_c - \alpha_c)}{l_c} \right) \right) \right). \quad (5)$$

Аналогичные соотношения получены также для ТМС двух других модификаций, с ромбическим механизмом, причем вычисления параметров $w_{\max}$, $q_{e \max}$ и $q_{c \max}$ осуществляется с учетом максимального возможного “перекрытия” вытесняемых объемов для β -модификации и машины с ромбическим механизмом. Очевидно, что подстановка выражений (4) в (5) и дальнейшее интегрирование аналитическим методом практически неосуществимо. Поэтому интегрирование в соответствии с зависимостями (2) осуществляется численным методом на ЭВМ, нахождение максимума оптимизируемого параметра — методом Хук-Дживса. Программа позволяет вычислить оптимальные значения параметров α_o , α_e , α_c , k , ε . В качестве базового цикла, с которым сравнивались полученные результаты, принят МЦШ. Если принять $\alpha_e = \alpha_c = \varepsilon_e = \varepsilon_c = 0$, а $l_e = l_c \approx 100$, то расчетные зависимости превращаются в уравнения классического цикла Шмидта, принимая $\varepsilon_e = 0$ и $\alpha_e = 0$ или $\varepsilon_c = 0$ и $\alpha_c = 0$ переходим к двухзвенной схеме.

Из приведенных уравнений следует, что влияние параметров оптимизации на характеристики ТМС определяется как их величиной, так и соотношениями между ними. В исследованиях принимались значения $x = 1$; $\tau = 0.3$, характерные для двигателей, и $\tau = 0.8$ для тепловых насосов. Эллиптические колеса могут ухудшить равномерность вращения,

снизить быстроходность машины, поэтому в исследованиях ограничивались $\epsilon < 0.5$. Остальные параметры — углы фазовых сдвигов α_o , α_e , α_c , эксцентриситета ϵ , отношение вытесняемых объемов k имеют оптимальные значения, однозначно определяемые при вычислениях. При оптимизации необходимо задаваться значениями τ , x , l_e , l_c .

Вычисления значений $w_{\max}$ и сравнение их с параметрами МЦШ показали, что основная доля прироста $w_{\max}$ достигается при введении в кинематическую схему механизма одной пары эллиптических колес (двухзвенная схема). Трех- и четырехзвенная схемы практически никаких преимуществ по сравнению с двухзвенной не дают, хотя и позволяют применять колеса с практически любыми эксцентриситетами. Результаты расчетов показывают, что наибольшие значения параметра работы $w_{\max}$, как и для цикла Шмидта, модифицированного цикла Шмидта достигаются у β -модификации и ТМС с ромбическим механизмом, наименьшие — для γ -модификации. Относительное увеличение параметра работы — отношение $w_{\max \text{ элл}}/w_{\max \text{ мцш}}$ наблюдается (рис. 4) при любых удлинениях шатунов и при $l_e = l_c = 3$ достигает $\sim 23\%$ у машин β -модификации.

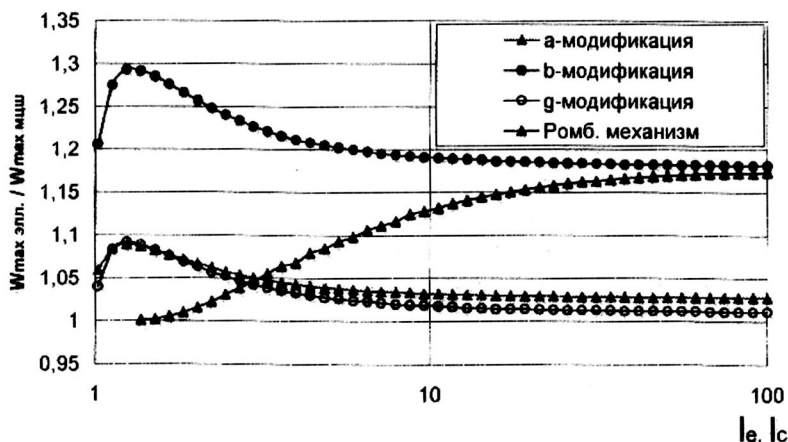


Рис. 4. Относительное возрастание параметра работы цикла ТМС с эллиптическими колесами в механизме привода по отношению к параметру работы МЦШ при $x = 1$; $\tau = 0.3$; $l_e = l_c$.

У α -модификации это увеличение составляет около 5%, γ -модификации — несколько меньше. Для ТМС с ромбическим механизмом применение эллиптических колес дает ощутимый эффект при больших

удлинениях, а при малых практически не ощущается. Это объясняется спецификой его кинематической схемы — наличием “обращенных” шатунов.

Во всех рассмотренных схемах ТМС предполагается, что в полостях расширения, сжатия, нагревателя и охладителя температура неизменна. В реальных машинах добиться таких условий практически невозможно, поэтому необходим переход к модели неизотермическими процессами в рабочих полостях. Это, естественно, приведет к снижению расчетного ТКПД. Кроме того, необратимые процессы в нагревателе, холодильнике и рабочих полостях неизбежно повлекут за собой дополнительное его снижение. Коррекция с учетом этих факторов даст возможность приблизиться к его действительному значению.

Тепловые потери за счет теплопроводности, несовершенства процессов теплопередачи, регенерации приводят к ухудшению характеристик машины. В сочетании с гидравлическими и механическими потерями они могут существенно исказить результаты анализа. Поэтому следует отдавать предпочтение замкнутой оптимизации параметров ТМС по одному из них, либо комплексу параметров. Критерии могут зависеть от назначения машины и условий ее работы. Автором создана модель и метод расчета, учитывающие температуры в теплообменниках, теплообмен в цилиндрах, гидравлические потери, потери при регенерации и на трение. Они позволяют находить оптимальные геометрические соотношения для ТМС, вычислять их КПД, (соответствующие коэффициенты для машин обратных циклов), выявлять влияние отдельных конструктивных параметров ТМС. Благодаря методике замкнутой оптимизации удалось оценить эффективность действительных циклов двигателей, тепловых насосов [5].

Использованная литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. — М.: Машиностроение, 1985. — 408 с.
2. Двигатели Стирлинга /Сб.статей. — М.: Мир, 1975. — 448 с.
3. *Organ, Allan J. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine.* Cambridge University Press, 1992. — 451 pp.
4. Привод до двигуна з зовнішнім підводом теплоти. Патент на винахід України 12513А. 28.02.97. Бюл. № 1.
5. Горюжанкин С. А. Пути оптимизации и повышения эффективности двигателей Стирлинга. — В сб.: Вестник Донбасской гос. акад. стр-ва и арх. Вып.95-1(1), 1995. — С.149—153.