

УДК 621

И.М. Щигарцов

ПРЕОБРАЗОВАНИЕ И СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены проблемы проектирования кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей, соответствующих заданным кинематическим характеристикам. Проведен кинематический анализ кривошипно-шатунных механизмов, преобразованных в соответствии с требованиями, обеспечивающими повышение эффективности работы двигателей.

Ключевые слова: кривошипно-шатунные механизмы, поршневые двигатели, КШМ, кинематический анализ.

Разработка современных работоспособных и высокоэффективных двигателей предполагает проведение исследований в двух взаимосвязанных направлениях: совершенствование конструкции двигателя и организация рабочего процесса.

В результате таких исследований достаточно полно определены основные условия организации рабочего цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания и влияние различных факторов процесса на их эффективные показатели. Но комплексные требования к конструкции двигателей до настоящего времени не сформулированы, эффективные показатели их работы остаются неудовлетворительными. Несмотря на постоянное совершенствование и усложнение поршневых двигателей внутреннего сгорания, коэффициент полезного действия лучших автомобильных дизелей не превышает 45%, с искровым зажиганием – 35%.

В ряде работ [2; 4] рассматривался вопрос о необходимости определения комплексных требований к механизмам двигателей, однако обоснованных рекомендаций по выбору кинематических характеристик их механизмов и конструктивных параметров современная теория рабочих процессов не даёт. При проектировании поршневых двигателей с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) параметр λ_1 выбирается в пределах 0,25...0,3, λ_2 – от 0 до 0,15 (λ_1 – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, λ_2 – отношение смещения центра вращения кривошипа к длине шатуна).

Величина этих параметров в применяемых для двигателей кривошипно-шатунных механизмах ограничивается допустимыми углами давления в паре скольжения «поршень-гильза».

Из уравнений математической модели термодинамических процессов в поршневых машинах [6] следует, что значения коэффициента преобразования тепловой энергии в работу в любой точке процесса расширения газа и показателя политропы определяются кинематическими характеристиками механизмов, обеспечивающих этот процесс, параметрами теплообмена газов со стенками, ограничивающими их объём, температурой стенок и газа, теплоемкостью газов и их массой.

Уравнения имеют вид

$$n = k \frac{\alpha(S_0 + l f(t)(f(t) + b))}{M C_v f'(t)} \left(\frac{T_{CT}}{T} - 1 \right); \quad (1)$$

$$\eta = \frac{k-1}{(k-1) - \frac{\alpha(S_0 + l f(t)(f(t) + b))}{M C_v f'(t)} \left(\frac{T_{CT}}{T} - 1 \right)}, \quad (2)$$

где n – показатель политропы; η – коэффициент преобразования энергии; k – показатель адиабаты; α – коэффициент теплоотдачи; $f(t)$ – функция движения поршня; $f'(t)$ – скорость поршня; T – температура газа; T_{CT} – температура поверхностей теплообмена; C_v – средняя

массовая изохорная теплоемкость; S_{\square} – площадь теплообмена камеры сгорания; l – длина окружности цилиндра; b – высота цилиндра камеры сгорания.

Из приведенных уравнений следует, что оптимальное значение показателя политропы и максимальное значение коэффициента преобразования тепловой энергии в работу зависят от ряда параметров и соответствуют участкам процесса с высокими скоростями расширения газа (движения поршня).

Кривошипно-шатунные механизмы современных двигателей с принятыми параметрами λ_1 и λ_2 не обеспечивают необходимых скоростей перемещения поршня на участках процесса с высокими значениями давления и температуры. В первой четверти рабочего хода поршня скорости преобразования энергии такими механизмами минимальны при максимальных потерях тепловой энергии на теплообмен и утечки газа через уплотнения.

Для эффективного использования тепла на участках процесса расширения газа с высокими давлением и температурой необходим механизм, обеспечивающий повышение скоростей перемещения поршня в первой четверти рабочего хода при сохранении других показателей рабочего цикла, достигнутых в современных двигателях.

Это условие может быть выполнено при увеличении параметра КШМ λ_1 . Диаграммы скоростей (передаточные характеристики) первой половины рабочего хода поршня при этом сдвигаются в сторону верхней мёртвой точки (ВМТ) (рис. 1), увеличивается работа такта расширения на участке процесса с высоким давлением.

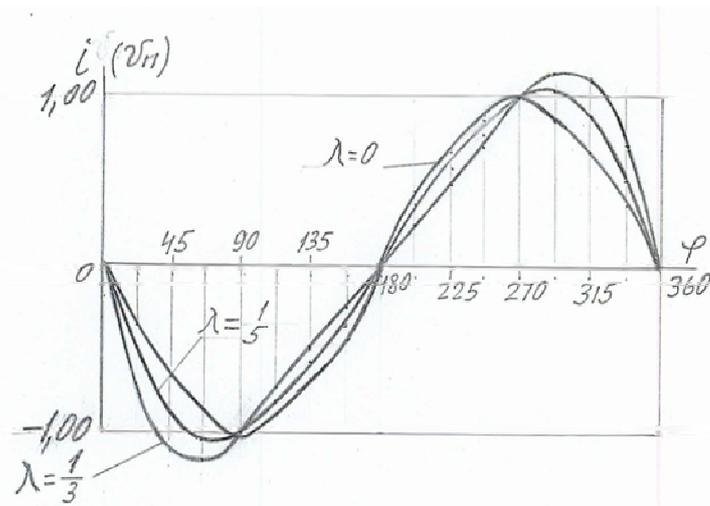


Рис. 1. Передаточные характеристики (диаграммы скоростей) центрального кривошипно-шатунного механизма

как в паре скольжения «крейцкопф – направляющая» создаются более благоприятные условия для смазки и снижения коэффициента трения. Это позволяет изменить параметры КШМ, передаточные характеристики и повышать скорости перемещения поршня на участках процесса с высоким давлением.

Крейцкопфные механизмы в настоящее время применяются в судовых и тепловозных малооборотных двигателях, но возможности такого механизма для изменения кинематических характеристик двигателей изучены недостаточно.

По результатам исследований [4] коэффициент трения в паре скольжения «поршень-цилиндр» изменяется по сложному закону, от 0,14 в ВМТ до 0,02 в нижней мертвой точке (НМТ). Большее значение соответствует сухому трению, меньшее – жидкостному.

В паре «крейцкопф – направляющая» представляется возможным обеспечить условия полужидкостного или жидкостного трения во всех фазах рабочего цикла, изменить параметры λ_1 и λ_2 , закон перемещения поршня и величину его хода. Кривошипно-

Однако такое конструктивное решение приводит к увеличению угла давления поршня на стенки гильзы цилиндра, дополнительным потерям мощности на преодоление сил трения или заеданию механизма.

Возникшее противоречие может быть разрешено преобразованием КШМ путём введения в механизм дополнительной пары скольжения «крейцкопф – направляющая». Это позволяет устранить давление поршня на гильзу, которое переносится на пару «крейцкопф – направляющая».

Потери на трение в этом случае могут быть сокращены, так

шатунный механизм с ходом поршня больше $2R$ позволяет реализовать двигатель с продолженным расширением, а смещение скоростей перемещения поршня в сторону ВМТ - повысить мощность, генерируемую в первой половине рабочего хода поршня.

Для выбора оптимального соотношения параметров λ_1 и λ_2 необходимо решать сложную (до настоящего времени не вполне решенную) задачу синтеза КШМ. Оценочные расчеты [7] при выбранных значениях $\lambda_1=0,5$, $\lambda_2=0$ показывают, что термический КПД рабочего такта двигателя с преобразованным КШМ повышается на 5-6%. Существенный эффект получается в результате более полного использования энергии газов в первой четверти процесса их расширения (на участке процесса с наибольшими тепловыми потерями).

Проведем сравнительный расчет генерируемой мощности такта расширения с традиционным и увеличенным значениями параметра λ_1 в фазе 15° угла поворота коленчатого вала.

Генерируемая мощность в любой точке процесса определяется уравнениями

$$N = Fv_n; N = PSv_n,$$

где N – мощность; F – сила, действующая на поршень; P – давление в цилиндре; v_n – скорость поршня; S – площадь радиального сечения поршня.

Скорость поршня центрального кривошипно-шатунного механизма определим по формуле [5]

$$v_n = R\omega(\sin\varphi + 1/2\lambda_1\sin 2\varphi),$$

где R – радиус кривошипа; ω – угловая скорость вращения кривошипа; φ – угол поворота кривошипа.

$$\text{При } \lambda_1 = 0,25 \quad v_n = R\omega(\sin 15^\circ + 1/2 \cdot 0,25 \sin 30^\circ) = 0,3213R\omega.$$

$$\text{При } \lambda_2 = 0,45 \quad v_n = R\omega(\sin 15^\circ + 1/2 \cdot 0,45 \sin 30^\circ) = 0,3713R\omega.$$

Соотношение мощностей составит

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{0,3713PSR\omega}{0,3213PSR\omega} = 1,156.$$

Эффективность работы преобразованного механизма в фазе 15° поворота коленчатого вала (кривошипа) на 15,6% выше.

Этот показатель может быть ещё выше при использовании смещенного КШМ, ход поршня которого больше $2R$.

Ход поршня определим по формуле [5]

$$S_0 = \frac{R}{\lambda_1} \left[\sqrt{(1 + \lambda_1)^2 - \lambda_2^2} - \sqrt{(1 - \lambda_1)^2 - \lambda_2^2} \right].$$

Предельные значения λ_1 и λ_2 примем из условия $\lambda_1 + \lambda_2 \leq 0,75$ [5]. При $\lambda_1=0,4$, $\lambda_2=0,35$

$$S_0 = \frac{R}{0,4} \left[\sqrt{(1 + 0,4)^2 - 0,35^2} - \sqrt{(1 - 0,4)^2 - 0,35^2} \right] = 2,17R.$$

При $\lambda_1=0,4$ и $\lambda_2=0,4$ ход поршня равен 2,236 R.

Увеличивая значения λ_1 и λ_2 , в пределах, не нарушающих работоспособность двигателя (при жидкостном трении в паре скольжения «крейцкопф – направляющая»), ход поршня можно увеличить на 10-15%.

Продолженное расширение газа в цилиндре позволяет более полно использовать энергию газа и на 5-7% повысить КПД двигателя [3].

Для малооборотных судовых и тепловозных двигателей эффект может быть существенно выше. Использование рассматриваемых преобразований КШМ для высокооборотных автомобильных и тракторных двигателей может быть ограничено увеличением массы деталей шатунно-кривошипной группы. Кроме того, звенья «шток-крейцкопф» в конструкции механизма увеличивают габаритный размер двигателя по высоте, что также может ограничивать их применение на автомобильном транспорте.

Другим перспективным направлением совершенствования механизмов поршневых двигателей может быть использование известных симметричных кривошипно-шатунных механизмов. Один из вариантов такого механизма изображен на рис. 2.

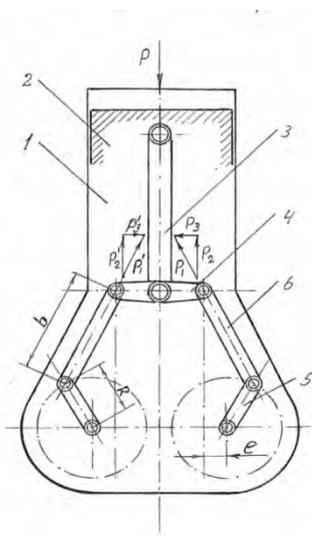


Рис. 2. Двигатель внутреннего сгорания

Механизм состоит из цилиндра 1, поршня 2, штока 3, траверсы 4, двух шатунов 5 и двух кривошипов 6, расположенных симметрично относительно оси цилиндра на расстоянии, большем радиуса кривошипа. Кривошипы вращаются в противоположных направлениях. Для синхронизации вращения кривошипы соединены шестернями с передаточным отношением, равным единице. Середина траверсы шарнирно соединена с поршнем штоком, а концы траверсы так же шарнирно соединены шатунами с кривошипами.

Сумма нормальных сил P_3 и P'_3 , возникающих в таком механизме, равна нулю при любых значениях параметров λ_1 и λ_2 . Это позволяет изменять в широких пределах кинематические характеристики механизма на стадии проектирования, смещать диаграммы скоростей движения поршня в сторону ВМТ и увеличивать ход поршня, не нагружая при этом пары скольжения «поршень – гильза», «шток – направляющая».

В связи с нулевым значением давления на поверхности скольжения симметричные механизмы могут работать при значениях λ_1 и λ_2 , близких к предельным.

Применение симметричных кривошипно-шатунных механизмов в двигателях внутреннего сгорания позволяет выполнить ряд условий, реализация которых при их традиционном исполнении невозможна:

- на стадии проектирования двигателя выбрать оптимальные кинематические характеристики движения поршня;
- исключить боковые давления в парах скольжения и повысить механический коэффициент полезного действия двигателя;
- в два раза снизить нагрузки на подшипники кривошипно-шатунной группы двигателя;
- увеличить ход поршня (реализовать конструкцию двигателя с продолженным расширением);
- увеличить степень сжатия без повышения давления наддува;
- снизить скорость нарастания давления в верхней мертвой точке $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)$;
- повысить скорости преобразования тепловой энергии в работу на участках процесса с высокой температурой;

- снизить степень диссоциации газов в фазах процесса, близких к ВМТ.

Разработку двигателя с симметричным кривошипно-шатунным механизмом можно рассматривать как одно из перспективных направлений по созданию идеального двигателя [2] с коэффициентом полезного действия, максимально приближенным к КПД цикла Карно.

При снижении коэффициента трения в паре скольжения «крейцкопф - направляющая», представляется возможным увеличить параметры λ_1 и λ_2 КШМ и существенно повысить эффективные показатели работы крейцкопфных двигателей.

При разработке конструкций двигателей с новыми или преобразованными механизмами необходимо проводить исследования их кинематических характеристик или преобразования механизмов в соответствии с результатами математического анализа уравнений (1) и (2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архангельский, В.М. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов [и др.]; под ред. М.С. Ховаха. - М.: Машиностроение, 1977. - 337 с.
2. Григорьянц, Р.А. Совершенствование механизма реализации энергии газов в двигателях внутреннего сгорания / Р.А.Григорьянц // Двигателестроение. - 2006. - №24 (226).- С.15-18.
3. Дьяченко, В.Г. Двигатель с продолженным расширением – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко // Материалы международной конференции «Двигатель-2007» / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. - С. 22-24.
4. Кузнецов, Е.В. Параметры дизеля и его характеристики / Е.В.Кузнецов // Автомобильная промышленность. - 2002.- №9. - С. 11-15.
5. Семенов, М.В. Кинематические и динамические расчеты исполнительных механизмов / М.В.Семенов. – Л.: Машиностроение, 1974. - 429 с.
6. Щигарцов, И.М. Математическая модель необратимых термодинамических процессов в поршневых машинах / И.М.Щигарцов // Изв. вузов. Авиационная техника. - 2005. - №1. - С. 77-80.
7. Щигарцов, И.М. Оценка эффективности работы поршневых двигателей с новыми и преобразованными механизмами реализации энергии газов / И.М.Щигарцов // Научная дискуссия: вопросы технических наук: сб. ст. по материалам XX Междунар. заоч. науч.-практ. конф. - М.: Междунар. центр науки и образования, 2014. - №3(16). - 114 с.

Материал поступил в редколлегию 2.03.15.