

Исследование кривошипно-кулисного механизма оппозитного типа

А.Т. Мухтаров, ст. преподаватель, А.Ж. Мурзагалиев, к.т.н., Актюбинский РГУ; Б.Н. Нуралин, д.т.н., профессор, Западно-Казахстанский АТУ

В современном поршневом двигателе обязательным конструктивным элементом является ме-

ханизм преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала. Подобный тип механизма преобразования движения оказывает негативное влияние на технико-экономические показатели двигателя за счёт создания боковых усилий на поршень, что

влечёт повышенные потери на трение и снижение эффективности. Применение гильзы в качестве направляющего для движения поршня является причиной изменения свойств масла, а также источником токсичных выбросов. Опыт развития двигателестроения показывает, что имелось множество попыток устранить имеющиеся недостатки кривошипно-шатунного механизма, но все они не привели к положительному результату [1–3].

На основании анализа работы механизмов установлено, что одним из перспективных вариантов устранения указанных недостатков является применение одновального кривошипно-кулисного механизма преобразования движения, имеющего минимальное число кинематических узлов и простую конструкцию [4–6]. Авторами проводятся работы по

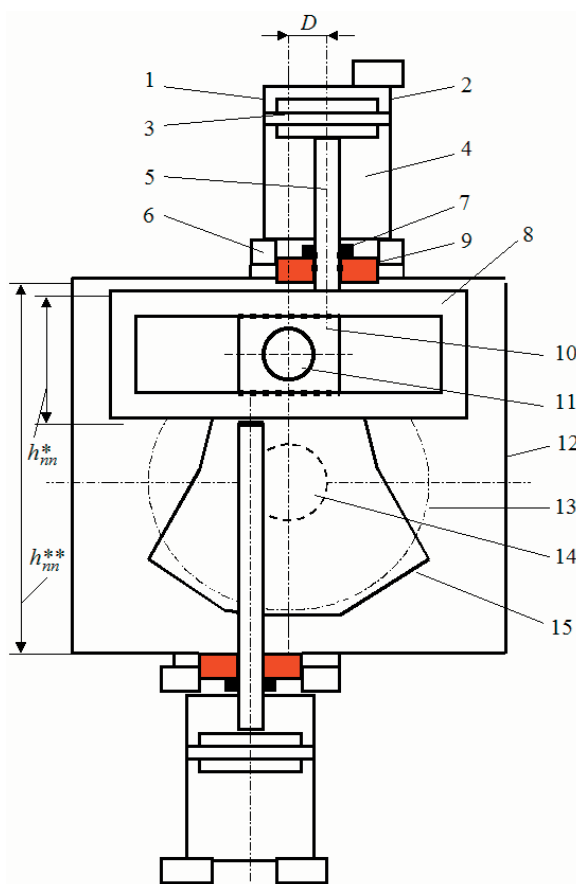


Рис. 1 – Схема оппозитного двухцилиндрового модуля с кривошипно-кулисным механизмом преобразования движения:

1 – цилиндр (с системой газораспределения); 2 – надпоршневой объём цилиндра; 3 – поршень; 4 – подпоршневой объём; 5 – шток поршня; 6 – клапаны подпоршневого воздушного компрессора; 7 – уплотнение штока; 8 – кулиса; 9 – направляющие кулисы во втулках на стенках картера; 10 – ползун поперечного движения; 11 – кривошипный подшипник; 12 – картер; 13 – траектория вращения оси кривошипного подшипника; 14 – коренная шейка вала; 15 – щёки кривошипа; D – дезаксial установки цилиндров по отношению к валу двигателя; h_{m}^* , h_{m}^{**} – плечо сил, противодействующих моменту сил, стремящихся повернуть кулису вокруг кривошипного подшипника в различных вариантах выполнения направляющих кулисы

изысканию рациональной схемы оппозитного двухцилиндрового модуля с предлагаемым механизмом преобразования движения, обладающего большой надёжностью и высокой эффективностью (рис. 1). В настоящей работе представлены результаты теоретических исследований кривошипно-кулисного механизма оппозитного типа преобразования движения поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Материал и методы исследования. Предлагаемая схема кривошипно-кулисного механизма преобразования движения приведена на рисунке 2. Кривошипно-ползунный механизм состоит из кривошипа OA 1, кривошипного ползуна 2, поршневого ползуна (кулисы) 3, штока поршня 4, поршня 5, расположенного в гильзе цилиндра 6. Поршневой ползун движется по направляющим 7. Как известно, автомобильные двигатели работают, как правило, по четырёхтактному циклу, который совершается за два оборота коленчатого вала или за четыре хода поршня.

В процессе расширения газов внутри цилиндра ДВС совершается индикаторная работа. При этом за счёт индикаторного давления газов поршень 5 перемещается от верхней мёртвой точки (ВМТ) к нижней мёртвой точке (НМТ). При рабочем ходе поршень 5, соединённый жёстко посредством штока 4 с поршневым ползуном 3, движущимся по направляющим 7, передаёт движение кривошипному ползуну 2, который перемещается внутри рамки кулисы 3 в направлении, перпендикулярном оси цилиндра. В свою очередь, кривошипный ползун 2 вращающимся подшипником соединён с кривошипом 1, который может совершать только вращательное движение. В результате линейное движение поршня и связанной с ним кулисы преобразуется во вращательное движение коленчатого вала ДВС.

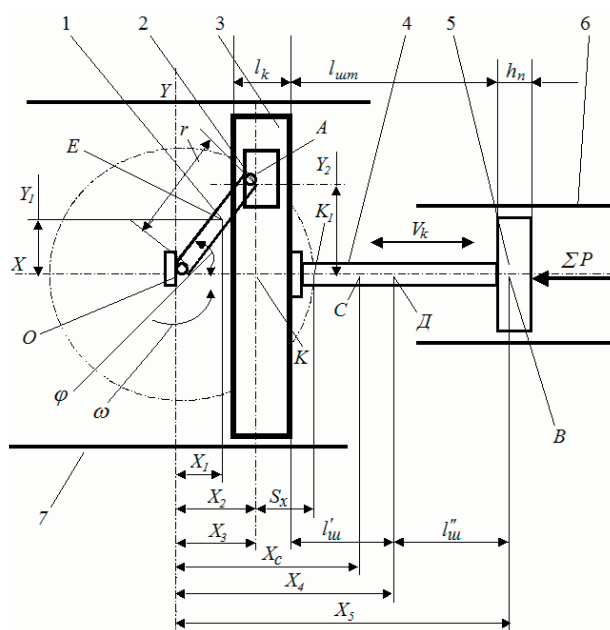


Рис. 2 – Расчётная схема кривошипно-кулисного механизма

С целью определения параметров кривошипно-кулисного механизма были проведены соответствующие кинематические и динамические расчёты [7, 8].

Методика расчётов обоснована на положениях традиционных способов.

Получены расчётные зависимости для определения основных кинематических и динамических параметров исследуемого механизма преобразования движения: ход поршня: $S_y = r \times \sin \varphi$ (1); скорость поршня: $V_y = r \times \omega \times \cos \varphi$ (2); ускорение поршня: $J_y = -r \times \omega^2 \times \sin \varphi$ (3); сила вдоль кривошипа: $K = \sum P_i \times \cos \varphi$ (4); сила, создающая вращательный момент: $T = \sum P_i \times \sin \varphi$ (5); нормальная сила на ползун кривошипа: $N_n = T \times \cos \varphi = (\sum P_i / 2) \times \sin^2 \varphi$ (6); сила, действующая на кулису: $S_n = T \times \sin \varphi = \sum P_i \times \sin^2 \varphi$ (7); сила, действующая на поршневые втулки оппозитного варианта: $L = -P_i \times r \times \sin \varphi / h_{mn}$ (8); сила инерции возвратно-поступательного движения: $P_o = -J_x m_j \times F_n$, мПа (9); центробежная сила инерции вращающихся масс колена: $K_r = -(m_1 + m_2) \times r \times \omega^2$, кН (10); центробежная сила вращающихся масс кривошипа: $K_{rc} = -m_1 \times r \times \omega^2$, кН (11); центробежная сила вращающихся масс ползуна: $K_m = -m_2 \times r \times \omega^2$, кН (12); удельная суммарная сила, действующая на поршень: $\sum P_i = \Delta P_z + P_j$ (13).

Анализ вышеприведённых выражений позволяет установить, что имеются различия в характере движения и скорости традиционного и исследуемого механизмов. Кривошипно-кулисный механизм реализует чисто синусоидальный закон движения (рис. 3).

Влияние ККМ на динамические показатели работы ДВС показано на рисунке 4. Видно, что максимальная сила давления газов в зоне ВМТ у ККМ несколько снижается за счёт отрицательного влияния инерционных сил. Масса неподвижных и вращающихся частей исследуемого механизма перераспределяет действия сил во время рабочего хода. В 4-тактном цикле большая масса кулисы и движущихся деталей вызывает повышенное усилие в кинематических парах при прохождении поршнем мёртвых точек. Для устранения этого недостатка рекомендуется оппозитная схема компоновки двухцилиндрового модуля многоцилиндровых двигателей, где штоки оппозитно расположенных поршней прикреплены к единой кулисе. При этом

целесообразно реализовать двухтактный цикл. Увеличенная масса кулисно-поршневого блока позволяет свести вредное воздействие инерционных сил до минимума.

На рисунке 5 показаны расчётные индикаторные диаграммы ДВС. Характерно, что в ВМТ сила давления газов P_z несколько ниже, чем у КШМ. Однако это максимальное усилие несколько отстаёт от максимального значения у КШМ, т.е. максимум давления приходится на зону расширения, что тоже положительно сказывается на индикаторных показателях.

Расчёты показывают, что при частоте вращения вала двигателя 4000 мин^{-1} время достижения угла поворота 20° до верхней мёртвой точки при кривошипно-кулисном механизме по сравнению с кривошипно-шатунным механизмом в относительных долях увеличивается на 11%. Соответственно в области верхней мёртвой точки поршень имеет меньшую скорость и находится в этой области большее время цикла по сравнению с типовым кривошипно-шатунным механизмом при одинаковой частоте вращения.

Последнее положительно сказывается на термодинамике процесса механизмов. Расчёты, выполненные для теоретического цикла сравниваемых механизмов, показывают, что только за счёт кинематики сравниваемых механизмов преобразованная индикаторная мощность повышается почти на 1%, а удельный расход топлива снижается на 1,3% [9].

Кривошипно-кулисный механизм разгружает поршень от боковых сил, перенося их на направляющие в картере двигателя. Имеется возможность конструктивно изменять геометрические характеристики фрикционных контактов, что также положительно отражается на качественных показателях.

Повышение массы кулисно-поршневого блока позволяет перераспределить усилия на подшипник коленчатого вала, снижая импульсную нагрузку в момент сгорания и создаёт дополнительный вращательный момент во второй фазе рабочего хода поршня.

По результатам предварительных исследований авторами изготовлен опытный образец двухцилиндрового оппозитного модуля для уточнения его конструктивных и эксплуатационных параметров [10].

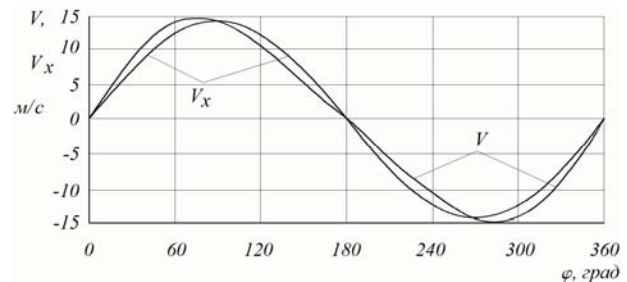
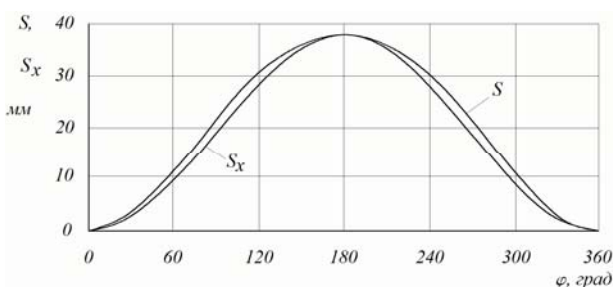


Рис. 3 – Кинематические характеристики ДВС с кривошипно-шатунным (КШМ) и кривошипно-кулисным механизмами (ККМ): перемещение S , скорость V , без индекса для КШМ, с индексом для ККМ

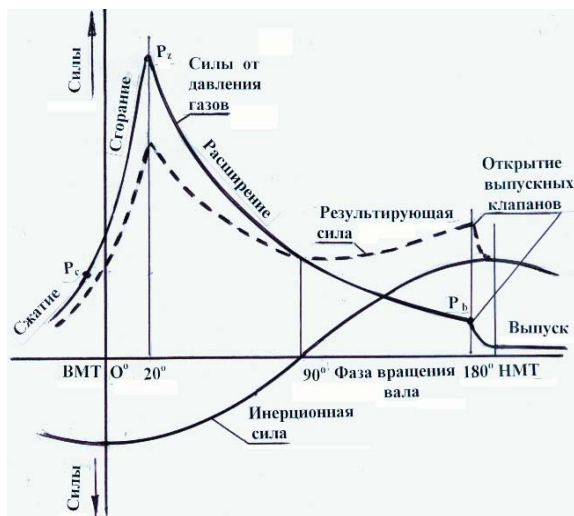


Рис. 4 – Влияние кривошипно-кулисного механизма на динамические показатели работы ДВС

Выводы.

1. Разработана конструктивная схема оппозитного двухцилиндрового модуля с кривошипно-кулисным механизмом преобразования движения, для которой в области верхней мёртвой точки поршень имеет меньшую скорость и находится в этой области большее время цикла по сравнению с типовым кривошипно-шатунным механизмом при одинаковой частоте вращения, что приводит к увеличению процесса теплообмена при постоянном объёме.

2. Выявлены основные преимущества кривошипно-кулисного механизма по сравнению с традиционным механизмом: разгрузка поршня от боковых сил, перераспределение усилия на подшипник коленчатого вала, снижая импульсную нагрузку в момент сгорания, и создание дополнительного вращательного момента во второй фазе рабочего хода поршня, повышение индикаторной мощности почти на 1%, снижение удельного расхода топлива на 1,3%.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. 288 с.
2. Бирюков В.Н. От водяного насоса до квантового ускорителя. М.: Машиностроение, 1990. 144 с.

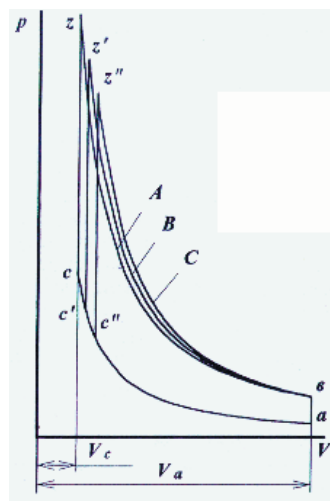


Рис. 5 – Основные расчётные технико-экономические показатели двигателей с различным типом механизмов преобразования движения: ac^1z^1b – для КШМ; $ac^{11}z^{11}b$ – для ККМ

3. Шароглазов Б.А. Наше видение основных направлений совершенствования ДВС / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков, В.В. Клементьев, С.И. Кавьяров // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: труды междунар. науч.-практич. конф., 26–28 апреля 2006 г., г. Челябинск. Челябинск: Изд-во ЮрГУ, 2006. 353 с.
4. Баландин С.С. Бесплатунные двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1982. 368 с.
5. Мухтаров А.Т. Новая концепция цилиндропоршневой группы для ДВС / А.Т. Мухтаров, В.Г. Некрасов, А.Ж. Мурзагалиев [и др.] // Вестник Актобинского государственного университета. 2008. № 1. С. 33–41.
6. Мухтаров А.Т. Кривошипно-кулисный кинематический механизм ДВС с цилиндро-поршневой группой на основе твёрдой смазки / А.Т. Мухтаров, А.К. Каукаров, В.Г. Некрасов [и др.] // Двигатель-2010: сб. науч. трудов междунар. конф., посвящ. 180-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана. М., 2010. С. 55–58.
7. Мухтаров А.Т. Разработка конструктивной схемы кривошипно-кулисного механизма для двухцилиндрового оппозитного модуля // Инновационные технологии в развитии транспортно-коммуникационного комплекса Казахстана. Актобе, 2011. С. 264–269.
8. Мухтаров А.Т. Кинематический и динамический анализ схемы кривошипно-кулисного механизма двигателя внутреннего сгорания // Вестник КГУСТА (Бишкек). 2011. № 4. С. 18–19.
9. Мищенко А.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания // Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. Донецк: Лебедь, 1988. Т. 1. 228 с. Основы расчёта кинематической точности бесплатунного двигателя. Донецк: Лебедь, 1988. Т. 2. 314 с.
10. Мухтаров А.Т., Асанов А.А., Каукаров А.К. Выбор и обоснование конструкции двигателя с кулисным механизмом преобразования движения поршня // Вестник КГУСТА (Бишкек). 2011. № 4. С. 21–23.