

можной.

Реальное повышение термического КПД за счёт рекуперации части энергии выхлопных газов при указанной температуре T_3 возможно при относительно небольших степенях сжатия, например, при $\varepsilon = 5 \dots 5,5$. Тогда прирост КПД достигает 14%. Наблюдаемое при этом снижение удельной мощности двигателя на (7...10)% легко компенсировать за счёт увеличения объёма двигателя и (или) частоты вращения. С увеличением T_3 , а также при снижении температуры T_1 на входе в двигатель прирост термического КПД будет более значительным.

Столь существенное повышение термического КПД служит серьёзным основанием для реализации данной идеи. Для сравнения укажем, что примерно такой же эффективности можно достичь за счёт применения гибридного привода, но стоимость автомобиля при этом многократно возрастает. В то же время создание двигателей внутреннего сгорания повышенной экономичности, основанной на рекуперации части тепловой энергии выхлопных газов может быть достигнуто в рамках глубокой модернизации уже существующих изделий, работающих по традиционному термодинамическому циклу, и с применением уже существующих.

Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами

к.т.н. доц. Грабовский А.А.

Пензенский государственный университет

Одним из наиболее эффективных путей повышения качества технических систем является совершенствование конструкции их элементов и самих систем в целом. Применительно к двигателям внутреннего сгорания это улучшение их эффективности достигается за счет повышения экономичности и снижения потерь, что естественно улучшает их экологичность. Не на последнем месте надежность и долговечность ДВС. Применение комплексного подхода в процессе совершенствования тепловых двигателей затруднено, поэтому в основном усовершенствованию подвергались системы ДВС, которые напрямую определяют эффективность процессов газообмена, горения, выпуска отработавших газов и т. д. Это система питания, зажигания и отвода отработавших газов. Много усовершенствований можно найти в газораспределительном механизме. И каждые 10-20 лет разработчики возвращаются к двухтактным двигателям, которые при прочих равных условиях более эффективны, чем четырехтактные. Несколько меньшим доработкам подвергались системы смазки и охлаждения. И менее всего усовершенствований выпало на долю кривошипно-шатунного механизма (КШМ), притом что в КШМ кроются основные потери на трение. Это трение скольжения в коренных и шатунных подшипниках, это трение между деталями цилиндропоршневой группы и особенно между юбкой поршня и цилиндром. А их соударение при переложении действия сил в КШМ вызывает шум и вибрацию, сопровождающие работу двигателя.

Известны кривошипно-шатунные механизмы, у которых с целью снижения нормальной боковой силы давления поршня на цилиндр, а, следовательно, и потерь на трение, уменьшают коэффициент кинематического подобия $\lambda = R/L$, уменьшая радиус кривошипа R или увеличивая длину шатуна L . В первом случае уменьшается ход поршня, а следовательно, и рабочий объем цилиндра, а во втором случае увеличивается высота двигателя. При использовании дезаксиальных КШМ несколько снижается неравномерность износа деталей цилиндропоршневой группы, но потери на трение сохраняются [1...4].

В случае смещения оси цилиндра уменьшается разница в давлении поршня на правую и левую стороны цилиндра. Во время рабочего хода давление поршня на стенку цилиндра уменьшается, а во время хода сжатия оно увеличивается, что, в общем, обуславливает более

равномерный износ двигателя. Этого эффекта добиваются за счет незначительного смещения оси вращения коленчатого вала или оси поршневого пальца по ходу вращения коленчатого вала от вертикальной оси двигателя.

Для высокооборотных двигателей это преимущество почти не имеет значения, так как силы трения в таких двигателях в значительной мере зависят от сил инерции, быстро увеличивающихся с ростом частоты вращения коленчатого вала.

Решить проблему снижения потерь на трение между деталями цилиндропоршневой группы возможно путем использования в двигателях внутреннего сгорания кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями. Однако существующие схемы КШМ со сдвоенными кинематическими связями с прямыми шатунами затрудняют решение кинематической задачи, обуславливают незначительный ход поршня, а следовательно, и рабочий объем цилиндра и значительную высоту двигателя. Устранить указанное техническое противоречие можно с использованием в двигателях внутреннего сгорания кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями с шатунами, стержни которых выполнены непрямыми, изогнутыми (серповидной формы). Общий вид двигателя с предложенным кривошипным механизмом представлен на рис. 1.

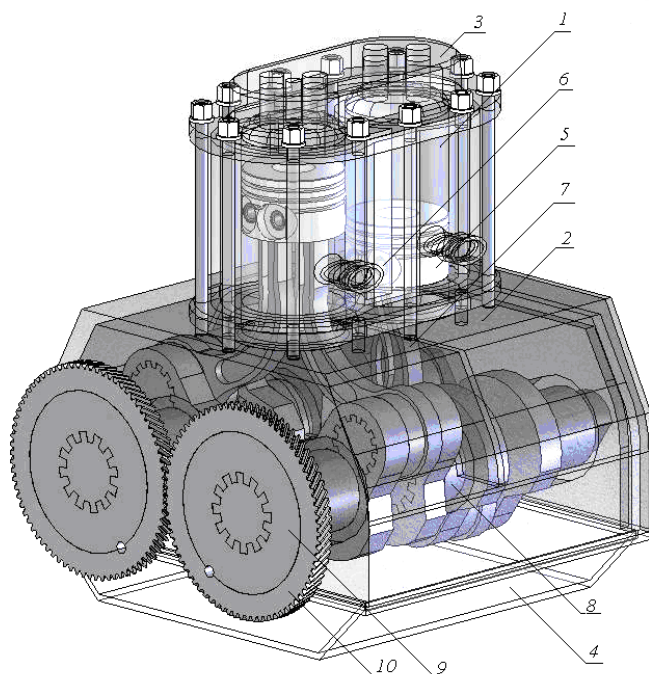


Рис. 1. Общий вид ДВС с кривошипно-шатунным механизмом со сдвоенными кинематическими связями с шатунами серповидной формы:

1 – цилиндр; 2 – картер; 3- головка; 4 – поддон; 5 – поршень; 6 –поршневой палец; 7 – шатун; 8 – коленчатый вал; 9 – маховик; 10 – венец

В дезаксиальных двигателях, при значении дополнительного коэффициента кинематического подобия $k = e/R$ больше единицы, ход поршня S_d больше, чем в случае центрального кривошипно-шатунного механизма или дезаксиального при $k = 0,02...0,10$ при прочих равных условиях. Вследствие этого увеличивается рабочий объем двигателя (8...16 %), а следовательно, возрастает и мощность двигателя. Вместе с тем возрастает и время такта впуска, так как при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ) угол поворота коленчатого вала дезаксиального двигателя больше 180° (приближается $\approx$ к 200°), что улучшает его наполнение.

На такте сжатия скорость перемещения поршня к ВМТ больше, что увеличивает степень нарастания давления и снижает величину потерь. При этом имеется возможность значительно уменьшить угол периода дозарядки цилиндра и снизить долю потеряннного объема

цилиндра.

Аналогично для такта рабочего хода значительно уменьшается угол периода свободного выпуска отработавших газов, а на такте выпуска обеспечивается более интенсивная очистка.

К преимуществам дезаксиального кривошипно-шатунного механизма следует отнести и меньшую, чем в нормальном механизме, скорость поршня около ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, протекающий при условиях, приближающихся к условиям сгорания при постоянном объеме.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом больше, чем в двигателе тех же размеров с нормальным кривошипно-шатунным механизмом. Разница в величине этих сил в данном случае составляет 15 %, что обуславливает необходимость вести все расчеты на прочность двигателя с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом по формулам для дезаксиального КШМ.

Моделирование кинематики предлагаемого КШМ показывает, что известные [1-4] зависимости для определения пути поршня S_d , его скорости V_d и ускорения J_d дезаксиального КШМ как функций угла поворота φ коленчатых валов работают некорректно.

Для вывода зависимостей, справедливых для предлагаемого КШМ, рассмотрим расчетные схемы рис. 2 и введем обозначения и два дополнительных коэффициента кинематического подобия k_2 и k_3 .

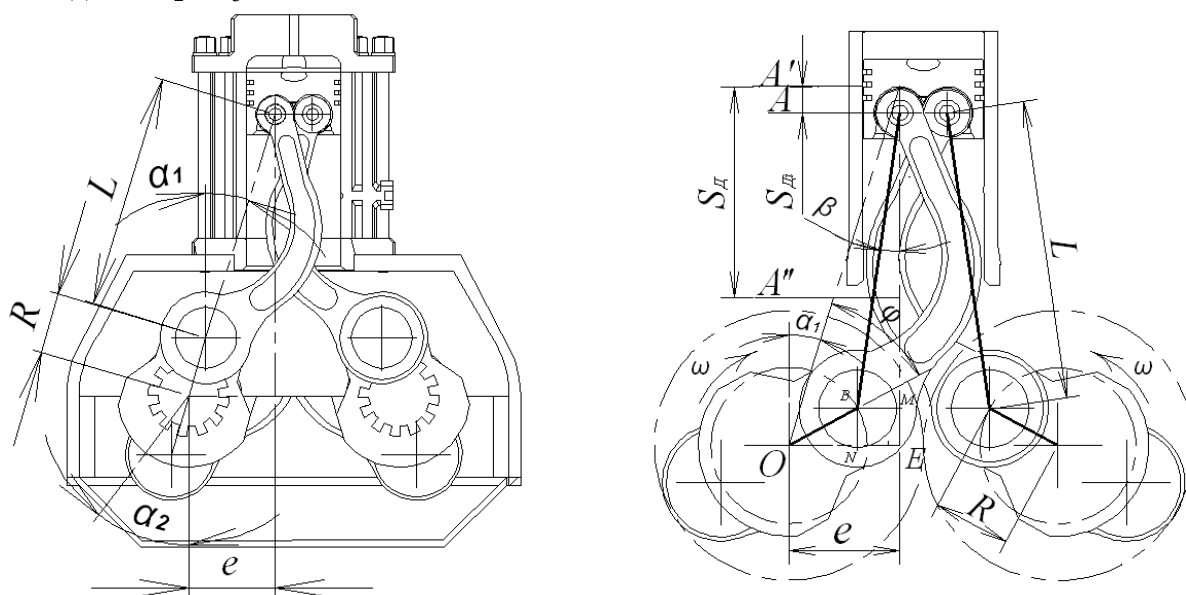


Рис. 2. Кинематическая и расчетная схемы дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями

S_d – ход поршня дезаксиального КШМ (расстояние между ВМТ и НМТ);

S_{di} – текущее перемещение поршня дезаксиального КШМ относительно ВМТ, соответствующее повороту коленчатых валов на угол φ ;

L – длина шатуна (расстояние между центрами поршневой и кривошипной головками шатуна);

R – радиус кривошипа (расстояние между осями коренной и шатунной шеек);

φ – текущий угол поворота коленчатых валов;

$\varphi = \alpha_1$ – угол поворота кривошипа, соответствующий положению поршня в ВМТ;

$\varphi = 180^\circ + \alpha_2$ – угол поворота кривошипа, соответствующий положению поршня в НМТ;

β – текущий угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра (угловое перемещение шатуна);

e – дезаксиал (дезаксаж);

$\lambda = R/L$ – коэффициент кинематического подобия КШМ;

$k = e/R$ – дополнительный коэффициент кинематического подобия КШМ;

$k_2 = e/L$ – второй дополнительный коэффициент кинематического подобия КШМ;

$k_3 = e/(R+L)$ – третий дополнительный коэффициент кинематического подобия КШМ;

ω – угловая скорость вращения коленчатых валов.

Зависимость между углом φ поворота коленчатого вала и соответствующим ему временем t выражается формулой

$$\varphi = \omega t$$

За нулевое положение дезаксиального кривошипно-шатунного механизма принимается такое, при котором поршень находится в ВМТ, а кривошип находится в верхнем положении под углом α_1 к линии, проходящей через ось вращения коленчатого вала.

Ход поршня дезаксиального механизма согласно рис. 2

$$S_D = EA' - EA'' = \sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \sqrt{(L-R)^2 - e^2}$$

или

$$S_D = R \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2} \right] \quad (1)$$

Разница между S_D и $S = 2R$ достигает 8% (при $\lambda = 0,26$ и $k = 1,42$), а при $\lambda = 0,30$ и $k = 1,60$ – 16,5 %.

Перемещение поршня дезаксиального механизма в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$$S_D = A'A = A'E - AE$$

$$S_{Di} = (R+L)\sqrt{1-k_3^2} - L\sqrt{1-(k_2 - \lambda \sin(\phi + \arcsin k_3))^2} - R \cos(\phi + \arcsin k_3) \quad (2)$$

График пути поршня S_D дезаксиального КШМ, как функции угла ϕ поворота коленчатых валов при $R = 150$ мм, $L = 577$ мм и $e = 214$ мм представлен на рис. 3.

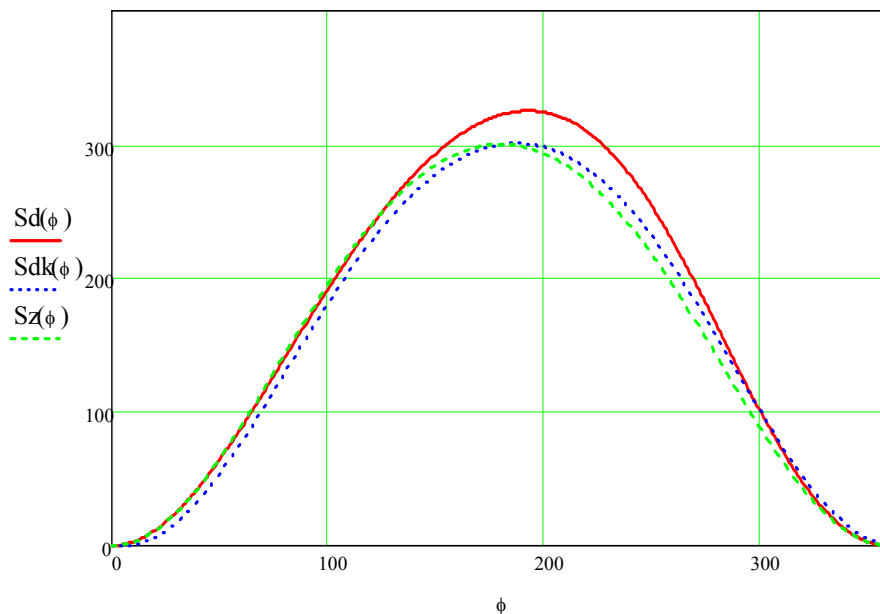


Рис. 3. График пути поршня S_D дезаксиального КШМ как функция угла ϕ поворота коленчатых валов:

Sdk – для дезаксиального КШМ, определяемого по классическим зависимостям,

Sz – для центрального КШМ при тех же значениях R и L

Скорость поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма для любого угла поворота коленчатого вала φ является первой производной от его перемещения по времени:

$$V_D = \frac{dS_{D_i}}{dt} = \frac{dS_{D_i}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_{D_i}}{d\varphi} \omega,$$

где $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$, угловая скорость вращения коленчатых валов в рассматриваемый момент времени.

$$V_D = \frac{-L\omega(k_2\lambda \cos(\varphi + \arcsin k_3) - \frac{\lambda^2}{2} \sin 2(\varphi + \arcsin k_3))}{\sqrt{1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2}} + R\omega \sin(\varphi + \arcsin k_3) \quad (3)$$

График скорости поршня V_D дезаксиального КШМ, как функции угла φ поворота коленчатых валов, при аналогичных значениях кинематических параметров представлен на рис. 4.

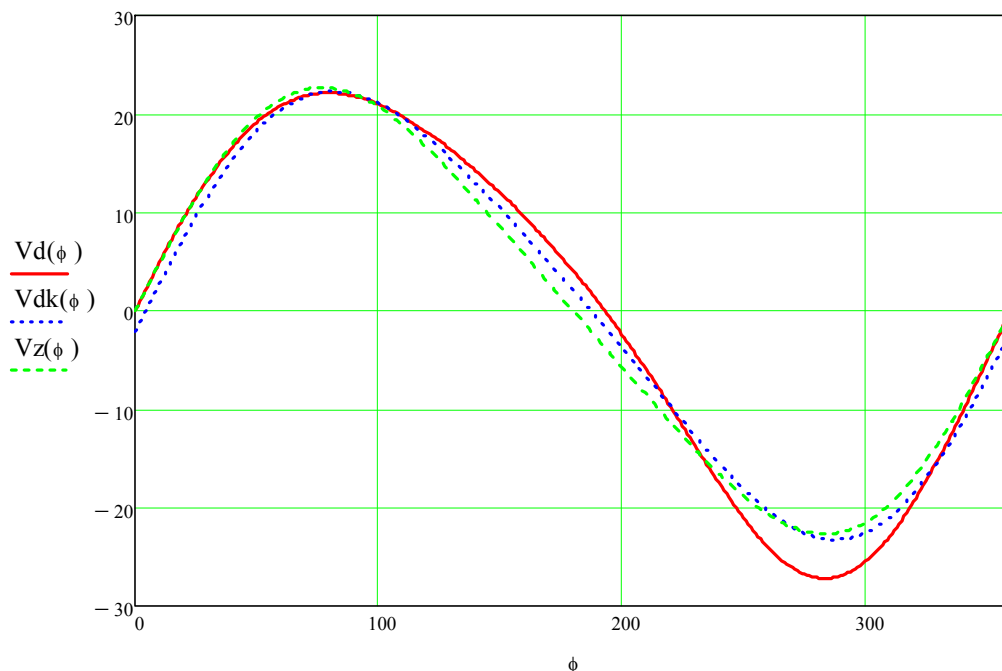


Рис. 4. График скорости поршня V_D дезаксиального КШМ как функция угла φ поворота коленчатых валов: Vdk – для дезаксиального КШМ, определяемого по классическим зависимостям, Vz – для центрального КШМ при тех же значениях R и L

Ускорение поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма является первой производной от его скорости по времени:

$$J_{D_i} = \frac{dV_{D_i}}{dt} = \frac{dV_{D_i}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dV_{D_i}}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$J_D = \frac{L\omega^2 \left[(k_2\lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3) + \lambda^2 \cos 2(\varphi + \arcsin k_3))^2 \cdot (1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2) \right]}{(1 - (k_2 - \lambda \sin(\varphi + \arcsin k_3))^2)^{3/2}} + R\omega^2 \cos(\varphi + \arcsin k_3) \quad (1)$$

$$+ L\omega^2 \left[\left(k_2 \lambda \cos(\varphi + \arcsin k_3) - \frac{\lambda^2}{2} \sin(\varphi + \arcsin k_3) \right)^2 \right] + R\omega^2 \cos(\varphi + \arcsin k_3)$$

График ускорения поршня J_d дезаксиального КШМ как функции угла φ поворота коленчатых валов при аналогичных значениях кинематических параметров представлен на рис. 5.

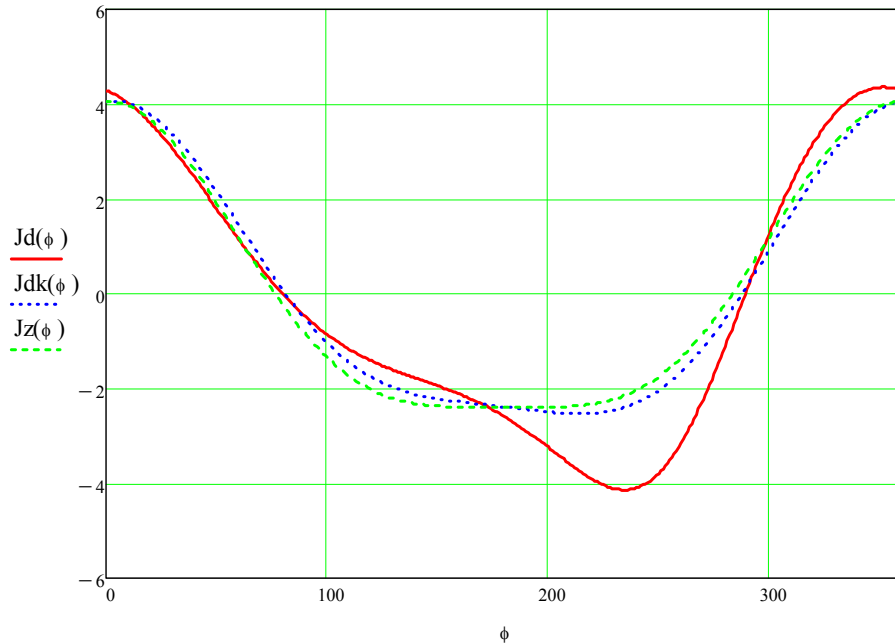


Рис. 5. График ускорения поршня J_d дезаксиального КШМ как функция угла φ поворота коленчатых валов:

**J_{dk} – для дезаксиального КШМ, определяемого по классическим зависимостям,
 J_z – для центрального КШМ при тех же значениях R и L .**

Средняя величина ускорений поршня, а следовательно, и сил инерции, пропорциональных ускорению J_d , неодинакова для прямого и обратного ходов поршня.

При положении поршня в верхнем крайнем положении, соответствующем ВМТ кривошипно-шатунного механизма, когда радиус кривошипа и ось шатуна лежат на одной линии (см. рис. 3 и 4), коленчатые валы уже повернуты на угол $\varphi = \alpha_1$.

При положении поршня, соответствующем НМТ механизма, угол поворота коленчатого вала $\varphi = 180^\circ + \alpha_2$.

Углы α_1 и α_2 находят из следующих соотношений (см. рис. 2):

$$\sin \alpha_1 = \frac{OE}{OA'} = \frac{e}{L+R} = \frac{\frac{e}{R}}{\frac{L+R}{R}} = \frac{\lambda k}{1+\lambda}, \quad \sin \alpha_2 = \frac{OE}{OA''} = \frac{e}{L-R} = \frac{\lambda k}{1-\lambda}.$$

Соотношения показывают, что $\sin \alpha_2 > \sin \alpha_1$, а значит и $\alpha_2 > \alpha_1$.

Таким образом, угол поворота коленчатого вала при прямом ходе поршня больше 180° , а при обратном ходе – меньше 180° .

Следовательно, средняя скорость поршня S_{pd} при прямом ходе меньше, чем при обратном.

Кроме того, из рис. 2 следует, что при одинаковых по абсолютной величине углах по-

ворота коленчатого вала + φ и – φ путь поршня получается разным.

Основными факторами, определяющими значения коэффициентов кинематического подобия и кинематические параметры КШМ, являются радиус кривошипа R , длина шатуна L и величина дезаксиала e . Для определения влияния каждого из факторов проведены вычисления кинематических параметров КШМ с изменением их значений на величину $\pm 10\%$ от начальных, полученных по результатам теплового расчета и решения кинематической задачи графическим способом. Результаты вычислений сведены в табл. 1.

Из анализа результатов вычислений следует, что однозначно неприемлемым является 1 вариант III опыта, можно также исключить 1 вариант I опыта и 3 вариант II опыта. Наиболее выгодными вариантами являются 3 вариант I опыта и 1 вариант II опыта, по результатам которых реализован оптимизированный вариант, а его уточнение позволило реализовать уточненный вариант оптимизации.

Таблица 1.

Результаты оптимизации кинематических параметров.

Параметры	Значение результатов вычислений									Вар. оптим.	Уточн. вар.опт
	I опыт			II опыт			III опыт				
	1	2	3	1	2	3	1	2	3		
R		150			150		135	150	165	150	150
L		577		519, 3	577	634, 7		577		520	500
e	192, 6	214	235, 4		214			214		235	240
λ		0,26		0,29	0,26	0,24	0,23	0,26	0,29	0,29	0,30
k	1,28	1,43	1,57		1,43			1,43		1,57	1,6
k_2	0,33	0,37	0,41		0,37			0,37		0,45	0,48
k_3	0,26	0,29	0,32	0,32	0,29	0,27	0,30	0,29	0,29	0,35	0,35
$\varphi^{\circ}_{\text{нмт}}$	191	193	195	197	193	190	191	193	195	199	202
$S_{\text{д}}$	319, 9	325, 3	331, 6	333, 2	325, 3	320, 1	292, 3	325, 3	358, 4	341,6	349,3
$V_{\text{д}}$	22,0 5	22,1 3	22,2 4	22,1 7	22,1 3	22,1 1	19,9 9	22,1 3	24,2 8	22,31	22,38
	- 26,4 6	- 27,2 1	- 28,0 6	- 28,8 1	- 27,2 1	- 26,1 4	- 24,0 7	- 27,2 1	- 30,4 8	-29,99	-31,32
$J_{\text{д}}$	4,29	4,38	4,44	4,55	4,38	4,22	3,84	4,38	4,89	4,65	4,78
	- 3,70	- 4,14	- 4,73	- 5,29	- 4,14	- 3,58	- 3,51	- 4,14	- 4,87	-6,43	-8,04
Прираще- ние $S_{\text{л}}\%$	6,6	8,0	10,5	11,1	8,0	6,7	-2,6	8,0	19,5	14,0	16,5

Особо следует сказать о сложности реализации кинематической схемы уточненного варианта оптимизации, в связи с предельным значением отклонения шатунов на угол 44° , а также увеличение на 6,5 % среднего значения скорости поршня $V_{\text{п}}$ как для оптимизированного, так и для уточненного варианта оптимизации, что в свою очередь обуславливает увеличение инерционных нагрузок.

Таким образом, можно сделать выводы о необходимости определения и использования при расчетах аналогичных ДВС оптимальных значений коэффициента кинематического подобия $\lambda = 0,26 \dots 0,27$ и дополнительных коэффициентов кинематического подобия $k = 1,40 \dots 1,50$; $k_2 = 0,35 \dots 0,40$ и $k_3 = 0,28 \dots 0,32$.

Выводы

1. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями, реализованными посредством двух шатунов и коленчатых валов со значением дезаксиала $e \geq R$ и коэффициента кинематического подобия $\lambda = 0,26 \dots 0,27$, имеет ряд преимуществ в сравнении с известными схемами кривошипных механизмов, а именно:

- практически полное отсутствие нормальной боковой составляющей N_{Σ} , а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндропоршневой группы;
- значительное снижение скорости перемещения поршня при его нахождении в верхней и нижней мертвых точках, что способствует улучшению процессу сгорания рабочей смеси, наполняемости цилиндра, его очистки, а также уменьшению потерь объема цилиндра на такте сжатия.

2. Для вывода зависимостей с целью определения пути поршня S_d , его скорости V_d и ускорения J_d дезаксиальных КШМ введены дополнительные коэффициенты кинематического подобия $k_2 = e/R$ и $k_3 = \frac{e}{(R + L)}$.

3. Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со значением дезаксиала $e \geq R$ и коэффициента кинематического подобия $\lambda = 0,26 \dots 0,27$ показали значительную разницу в кинематике поршня в первом и втором полупериоде. Так, угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней составляет $185 \dots 200^\circ$, а при движении от нижней мертвой точки к верхней – $160 \dots 175^\circ$. Также скорость поршня в первом полупериоде ниже, чем во втором, что способствует лучшей наполняемости цилиндра на такте впуска и лучшей очистке цилиндра на такте выпуска.

Литература

1. Попык К.Г., Сидорин К.И. Автомобильные и тракторные двигатели, ч.2 – М.: Высшая школа, 1976. – 280с.;
2. Архангельский В.И. Автомобильные двигатели. М.: Машиностроение, 1977. – 591с.;
3. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: учебник для Вузов / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1979. – 392с.;
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980 – 400с.;

Теоретические и практические аспекты автоматизации управления скоростью тракторов

д.т.н. проф. Шипилевский Г.Б.
ОАО "НАТИ", МГТУ "МАМИ"

Рассмотрение этого вопроса целесообразно начать с изложения базовых концептуальных положений. Первое заключается в том, что управление скоростью осуществляется водителем, который задаёт её по своему усмотрению, так что автоматизация здесь по существу сводится к регулированию моторно-трансмиссионной установки (МТУ) трактора по настройке регулятора двигателя и по передаточному отношению трансмиссии. Второе ограничивает рассмотрение только трансмиссиями, в которых отсутствует саморегулирование, т.е. из него исключены трансмиссии с гидротрансформаторами. Третье заключается в том, что водитель задаёт скорость, руководствуясь ограниченным перечнем целей: получить максимально возможную скорость, установить и поддерживать ограниченную скорость, обеспечить желаемую интенсивность трогания и разгона до заданной скорости. Далее водителя интересует действительная скорость трактора, а регулируется его теоретическая скорость, определяемая частотой вращения выходного вала трансмиссии и радиусами колёс. Наконец, эта проблема достаточно актуальна в связи с широким применением средств автоматизации управления скоростью на последних моделях тракторов ведущих зарубежных фирм. Россий-