

## ПРОГРЕССИВНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС НА ОСНОВЕ КШМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ

© 2011 А. А. Грабовский

Пензенский государственный университет

Представлен анализ факторов, определяющих значение экологических и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания. Предложены технические решения, направленные на достижение требуемых показателей качества функционирования, как то ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями, обладающий улучшенными экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, основанными на реализации прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

*Двигатель внутреннего сгорания, интегрированный мотор-генератор, мощность, крутящий момент, удельный расход топлива, экологические показатели, термодинамический цикл.*

Экономические и экологические параметры функционирования ДВС напрямую определяются качеством реализации термодинамического цикла, включающего процессы газообмена, сжатия и подвода теплоты. Работа ДВС, основанная на классических термодинамических циклах Отто, Сабатэ-Тринклера, Дизеля, сопровождается рядом взаимосвязанных положительных и отрицательных свойств как экономического, так и экологического характера.

При этом улучшение одного параметра, как правило, ведет к ухудшению другого (других). Так, например, повышение степени сжатия улучшает процессы горения, следовательно, улучшается экономичность двигателя. При этом несколько снижается выброс окиси углерода. В то же время резко увеличивается выброс окиси азота, что в несколько раз опаснее для окружающей среды. Не следует также игнорировать повышенные требования к октановому числу бензина, увеличение которого зачастую достигается не менее вредными присадками.

Установка в систему отвода отработавших газов каталитических нейтрализаторов, оптимизация параметров функционирования систем питания и зажигания посредством микропроцессорной системы управления современным ДВС несколько снижает остроту проблемы, и работа ДВС даже удовлетворяет европейским нормам токсичности. Однако в этом случае неоправданно возрастают стоимостные показатели транспортных средств.

В 1886 г. английский инженер Джеймс Атkinson, анализируя индикаторную диаграмму цикла Отто, пришел к выводу о не-

обходимости изменения соотношения времен тактов цикла Николауса Отто [1]. В двигателе Атkinsonа (рис. 1) рабочий ход (3-й такт цикла Отто) был увеличен за счёт

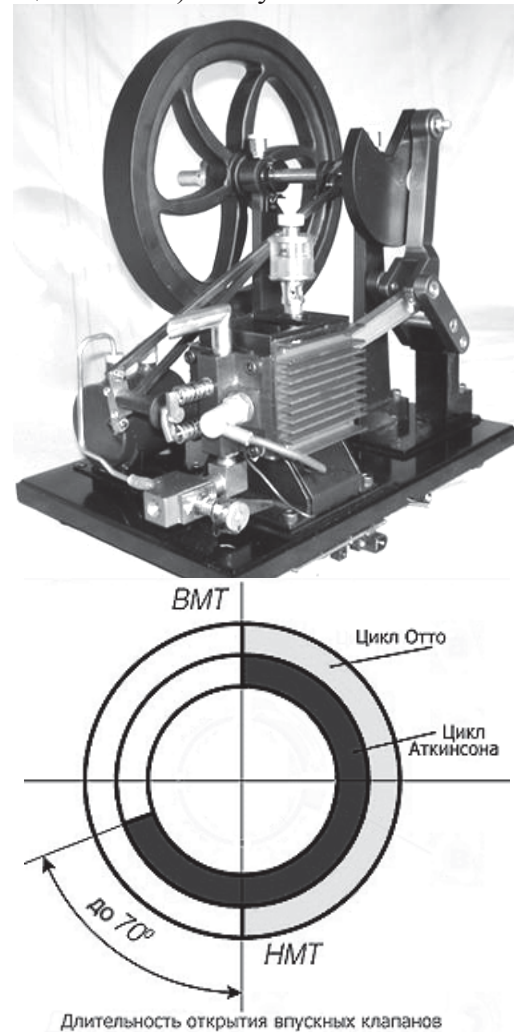


Рис. 1. Модель двигателя Д. Атkinsonа и круговая диаграмма

увеличения пути перемещения поршня на такте расширения относительно такта сжатия и закрытия впускного клапана с задержкой по углу поворота коленчатого вала на такте сжатия, которое достигалось путем изменения геометрического радиуса кривошипа посредством применения дополнительного кинематического звена в кривошипно-шатунном механизме.

Это, в свою очередь, определяло резкое снижение температуры цикла, а следовательно, и величину вредных выбросов. Но ввиду сложности технического решения Д. Аткинсон не удалось реализовать предложенный им термодинамический цикл.

В 1947 году американский инженер Ральф Миллер, экспериментируя с газовым двигателем, предложил способ совмещения достоинств двигателя Аткинсона с более простым поршневым механизмом двигателя Отто [2]. Вместо того чтобы сделать такт сжатия механически более коротким, чем такт рабочего хода (как в классическом двигателе Аткинсона, где поршень движется вверх быстрее, чем вниз), Миллер придумал сократить такт сжатия за счет такта впуска, сохраняя движение поршня вверх и вниз одинаковым по скорости (как в классическом двигателе Отто).

Для этого Миллер предложил два разных подхода: либо закрывать впускной клапан существенно раньше окончания такта впуска (или открывать позже начала этого такта), либо закрывать его существенно позже окончания этого такта. Первый подход носит условное название «укороченного впуска», а второй — «укороченного сжатия». В конечном счёте оба этих подхода дают одно и то же: снижение фактической степени сжатия рабочей смеси относительно геометрической при сохранении неизменной степени расширения, то есть такт рабочего хода остается таким же, как в двигателе Отто, а такт сжатия как бы сокращается — как у Аткинсона, только сокращается не по времени, а по степени сжатия смеси (рис. 2).

В таком моторе впускной клапан не закрывается с окончанием такта впуска, а остается открытым в течение первой части такта сжатия. Хотя на такте впуска топливовоздушной смесью был заполнен весь объем цилиндра, часть смеси вытесняется обратно

во впускной коллектор через открытый впускной клапан, когда поршень движется вверх на такте сжатия.

Сжатие смеси фактически начинается позже, когда впускной клапан наконец закрывается и смесь оказывается запертой в цилиндре.

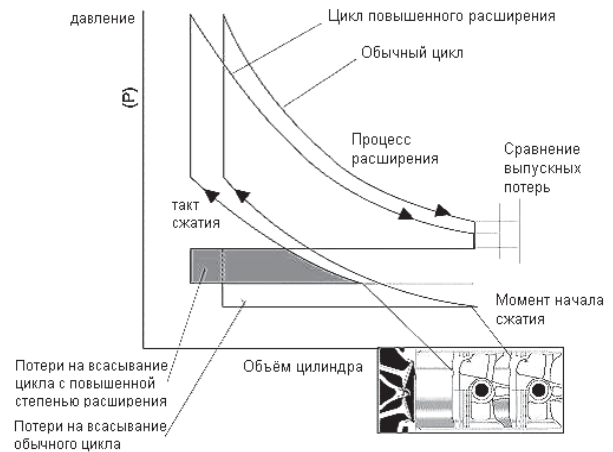


Рис. 2. Индикаторные диаграммы циклов Отто и Миллера

Таким образом, смесь в двигателе Миллера сжимается меньше, чем должна была бы сжиматься в двигателе Отто такой же механической геометрии. Это позволяет увеличить геометрическую степень сжатия (и, соответственно, степень расширения) выше пределов, обусловленных детонационными свойствами топлива, приведя фактическое сжатие к допустимым значениям за счет вышеописанного «укорочения цикла сжатия». Другими словами, при той же фактической степени сжатия (ограниченной топливом) мотор Миллера имеет значительно большую степень расширения, чем мотор Отто. Это дает возможность более полно использовать энергию расширяющихся в цилиндре газов, что, собственно, и повышает тепловую эффективность мотора, обеспечивает высокую экономичность двигателя.

Выгода от повышения тепловой эффективности цикла Миллера относительно цикла Отто, к сожалению, сопровождается потерей пиковой выходной мощности для данного размера (и массы) двигателя из-за ухудшения наполнения цилиндра. Так, для получения такой же выходной мощности потребовался бы двигатель Миллера большего

размера, чем двигатель Отто, а выигрыш от повышения тепловой эффективности цикла будет частично потрачен на увеличившиеся вместе с размерами двигателя механические потери (трение, вибрации и т. д.).

Устранить указанный недостаток возможно за счет использования нагнетателя, что, в свою очередь, определяет увеличение потерь на его привод, или за счет управления фазами ГРМ и повышенной сложности реализации. Эти технические решения выполнены инженерами фирмы «Mazda» на моторах Mazda V6 «Miller Cycle», а также на рядном 4-цилиндровом ДВС объемом 1.3 литра с новой системой последовательного изменения времени открытия клапанов Sequential Valve Timing System, позволяющей частично компенсировать свойственное циклу Миллера падение максимальной мощности.

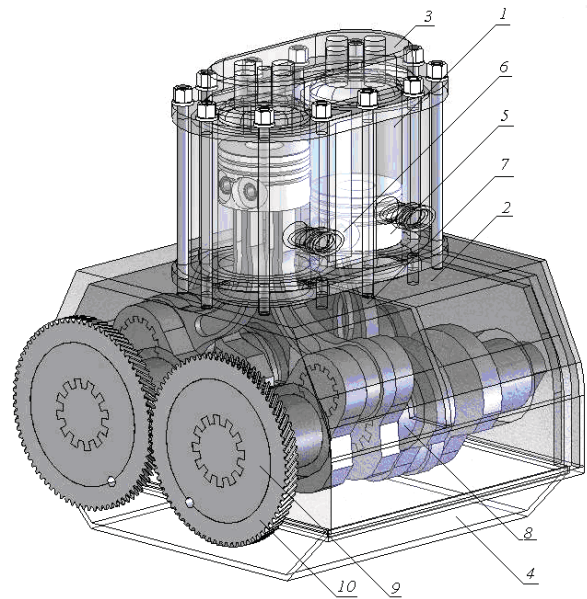
В литературе циклы Аткинсона-Миллера называют циклами с высокой степенью расширения или циклами с внутренним охлаждением. Несмотря на недостатки у них есть одно весомое преимущество – это низкий процент выброса вредных веществ, особенно окиси азота.

Как показывают исследования, устранить недостатки цикла Аткинсона-Миллера с сохранением их преимуществ возможно при реализации ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями [3,4]. Макет ДВС и кинематическая и расчетная схемы предлагаемого КШМ представлены на рис. 3. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями, выполненный с использованием двух шатунов и двух коленчатых валов со значением дезаксиала  $e \geq R$  имеет ряд преимуществ по сравнению с известными схемами кривошипных механизмов, а именно:

- увеличение объема цилиндра при неизменном радиусе кривошипов  $R$ ;
- отсутствие нормальной боковой составляющей  $N_{\Sigma}$ , а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндропоршневой группы;
- практически полное уравнивание сил инерции первого и второго порядков;
- значительное снижение скорости перемещения поршня при его нахождении в области верхней и нижней мертвых точек, что способствует улучшению процесса сгорания

рабочей смеси, наполняемости цилиндра, его очистке, а также уменьшению потерь объема цилиндра на такте сжатия.

Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со



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

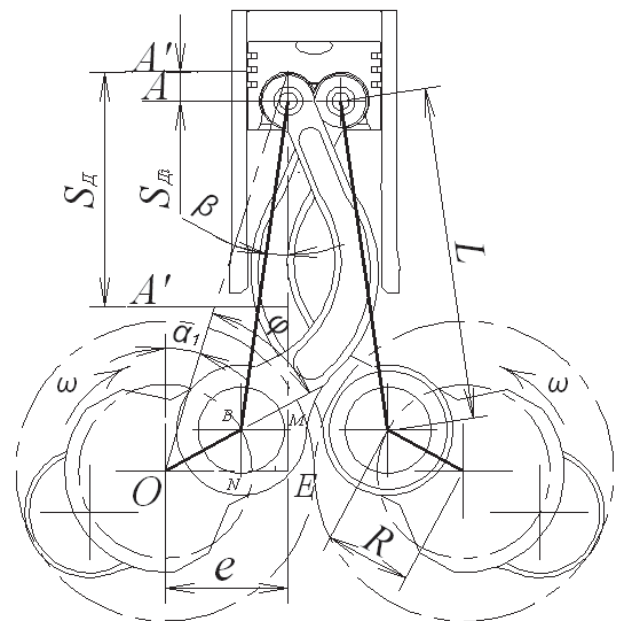


Рис. 3. Общий вид макета ДВС и расчетная схема КШМ со сдвоенными кинематическими связями с шатунами серповидной формы

значением дезаксиала  $e \geq R$  и сдвоенными кинематическими связями 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 (рис. 4).

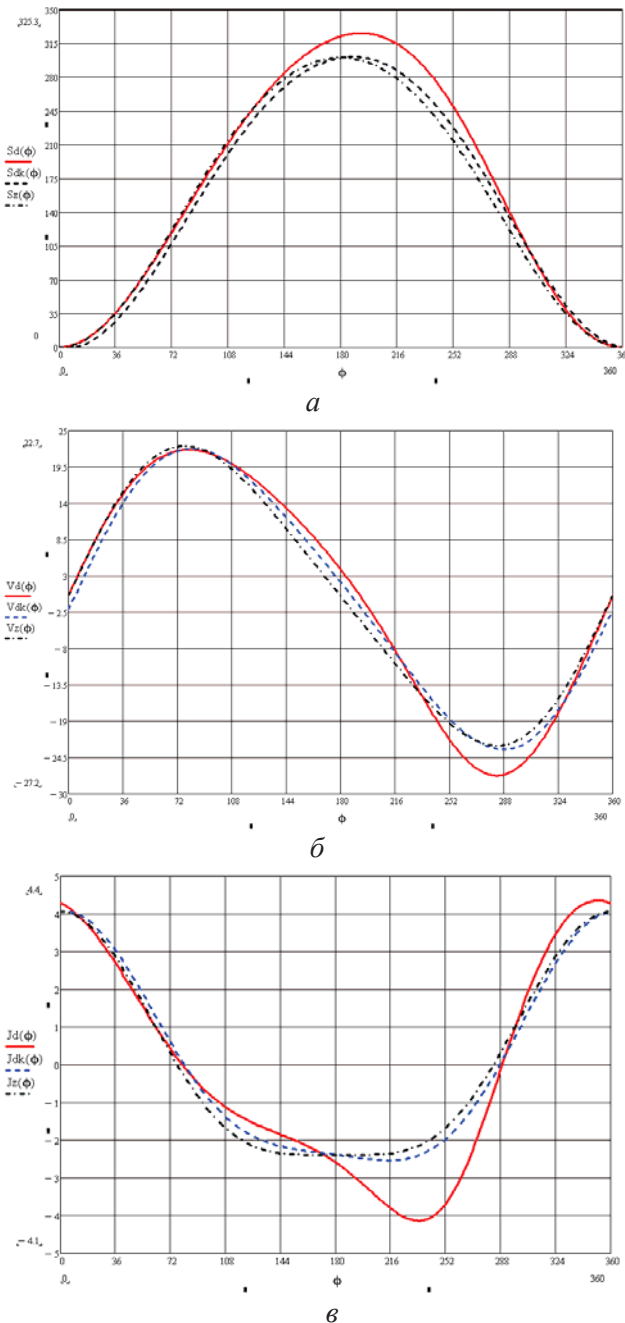


Рис. 4. Графики перемещения поршня  $S_d$ , скорости его перемещения  $V_d$  и ускорения  $J_d$  для случая классического центрального ( $z$ ) и дезаксиального ( $k$ ) КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями

Учитывая полученные результаты кинематических расчетов, проведем сравнительный анализ существующей классической

диаграммы ДВС и диаграммы КШМ со сдвоенными кинематическими связями.

Для доказательства воспользуемся расчетной схемой КШМ со сдвоенными кинематическими связями, представленной на рис. 3. Результаты решения прямой кинематической задачи КШМ, а именно определения кинематических параметров поршня в зависимости от угла поворота кривошипа, представлены (рис. 4) в виде графиков перемещения поршня  $S_d$ , скорости его перемещения  $V_d$  и ускорения  $J_d$  для КШМ со сдвоенными кинематическими связями в сравнении с центральным  $z$  и классическим дезаксиальным  $d$  КШМ. Из графиков однозначно определяется величина перемещения поршня и значения максимальных скоростей и ускорений его перемещения в первом и втором полупериодах.

Для достоверного определения величин поворота кривошипа коленчатого вала при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней (НМТ) и наоборот необходимо решить обратную кинематическую задачу определения угла поворота  $\phi(a)$ , где величина перемещения поршня  $a = S = A'A$ .

Графическое решение этой задачи представлено на рис. 5.

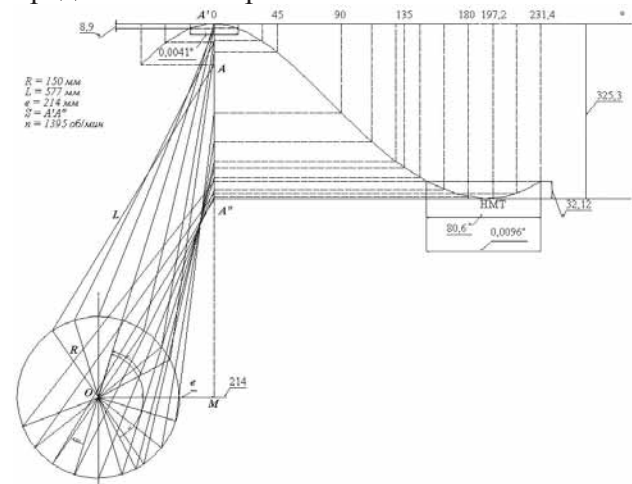


Рис. 5. График перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа коленчатого вала

Из графика следует, что перемещение поршня от ВМТ к НМТ соответствует углу поворота коленчатого вала  $197,2^\circ$ . При этом перемещение поршня в районе НМТ  $\pm 32$  мм соответствует углу поворота коленчатого вала  $80,6^\circ$ , что при частоте вращения коленчатого вала, например,  $n = 1395$  об/мин, составляет  $0,0096$  с. Такое состояние поршня

обеспечивает коэффициент наполнения цилиндра равным единице, а учитывая скоростной напор во впускном трубопроводе, можно предположить увеличение коэффициента наполнения больше единицы.

Перемещение поршня в районе ВМТ  $\pm 9$  мм соответствует углу поворота коленчатого вала  $34^\circ$ , что при частоте вращения коленчатого вала, например  $n = 1395$  об/мин, составляет 0,0041 с. Учитывая время процесса сгорания рабочей смеси в пределах 0,001 - 0,002 с, можно предположить о процессе сгорания при постоянном объеме.

Для аналитического решения задачи воспользуемся расчетной схемой (рис. 3), на которой представлены  $L$  – длина шатуна,  $R$  – радиус кривошипа,  $e$  – дезаксиал (дезаксаж),  $A'A'' = S_d$  – путь поршня от одной мертвой точки к другой,  $A'A = a$  – текущее положение поршня. Проведем расчет угла поворота кривошипа коленчатого вала для величины  $a = 175$  мм.

Искомый угол поворота кривошипа  $\varphi = \varphi(a)$  представляет собой сумму двух углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , т. е.

$$\angle A'OB = \angle A'OA + \angle AOB.$$

Рассмотрим  $\triangle A'OA$ . Т.к.  $OY \parallel A'A''$  и  $OA'$  секущая, то

$$\angle YOA' = \angle OA'A = \alpha_1 = \arcsin e/(R+L).$$

По теореме косинусов определим

$$OA = \sqrt{A'O^2 + A'A^2 - 2A'O \cdot A'A \cdot \cos \alpha_1}.$$

Подставив данные, получим

$$OA = \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L) \cdot a \cdot \cos \alpha_1}.$$

При  $a = 175$  мм,  $R = 150$  мм,  $L = 577$  мм и  $\alpha_1 = 17,12^\circ$  определим  $OA = 562,05$  мм.

Тогда

$$\cos \varphi_1 = \frac{OA'^2 + OA^2 - A'A^2}{2OA' \cdot OA} = 0,9957,$$

$$\varphi_1 = \arccos 0,9958 + 2k\pi.$$

При  $k = 0$  угол  $\varphi_1 = 5,25^\circ$ . Угол  $\varphi_2$  определим из  $\triangle AOB$  при  $OB = R = 150$  мм,  $AB = L = 577$  мм и  $OA = 562,05$  мм:

$$\cos \varphi_2 = \frac{OA^2 + OB^2 - AB^2}{2OA \cdot OB} = 0,032.$$

В этом случае  $\varphi_2 = \arccos 0,032 + 2k\pi$ . При  $k = 0$  угол  $\varphi_2 = 88,17^\circ$ . Тогда  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 5,25 + 88,17 = 93,4^\circ$ , что соответствует положению точки полученного значения угла  $\varphi$  для данного пути  $a$  поршня на графике, представленном на рис. 4,а.

При перемещении поршня в нижнюю мертвую точку угол также будет равен

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2.$$

Из  $\triangle A'OA''$  при  $OA' = R+L = 727$  мм,  $a = 325,3$  мм и  $\alpha_1 = 17,12^\circ$  определим сторону

$$OA'' = \sqrt{A'O^2 + A'A''^2 - 2A'O \cdot A'A'' \cdot \cos \alpha_1}.$$

Перейдем к виду

$$OA'' = \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L) \cdot a \cdot \cos \alpha_1}$$

и, подставив значения, получим

$$OA'' = 426,82 \text{ мм.}$$

Тогда из  $\triangle A'OA''$

$$\cos \varphi_1 = \frac{OA'^2 + OA''^2 - A'A''^2}{2OA' \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos \varphi_1 = \frac{(L+R)^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2Rac \cos \alpha_1 - a^2}{2(L+R)\sqrt{(L+R)^2 + a^2 - 2Rac \cos \alpha_1}} = 0,9747.$$

В этом случае  $\varphi_1 = \arccos 0,9747 + 2k\pi$ . При  $k = 0$  угол  $\varphi_1 = 12,92^\circ$ .

Угол  $\varphi_2$  – внешний угол  $\triangle BOA''$ , определим его как  $360^\circ - \angle BOA''$ . Угол  $B$  в  $\triangle BOA''$  определим как

$$\cos B = \frac{BO^2 + BA''^2 - OA''^2}{2BO \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos B = \frac{L^2 + R^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1}{2R \cdot L} = 0,998.$$

Угол  $B = \arccos 0,998 + 2k\pi = 3,6^\circ + 2k\pi$ . При  $k = 0$  угол  $B = 3,6^\circ$ .

Аналогично для угла  $A$  в  $\triangle BOA''$

$$\cos A = \frac{A''B^2 + A''O^2 - BO^2}{2A''B \cdot OA''}.$$

Подставив данные, получим

$$\cos A = \frac{L^2 + (R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1 - R^2}{2L \cdot \sqrt{(R+L)^2 + a^2 - 2(R+L)a \cdot \cos \alpha_1}} = 0,9998.$$

Угол  $A = \arccos 0,9998 + 2k\pi = 1,28^\circ + 2k\pi$ . При  $k = 0$  угол  $A = 1,28^\circ$ .

Тогда  $\angle BOA'' = 180 - 3,6 - 1,28 =$

$$= 175,12^\circ, \text{ а } \angle \varphi'' = 360 - 175,12 = 184,88^\circ.$$

Тогда  $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 12,92 + 184,88 = 197,8^\circ$ .

Сравним данные результаты вычислений со значениями, полученными в процессе графического решения задачи для обоих случаев перемещения поршня, представленных на рис. 6.

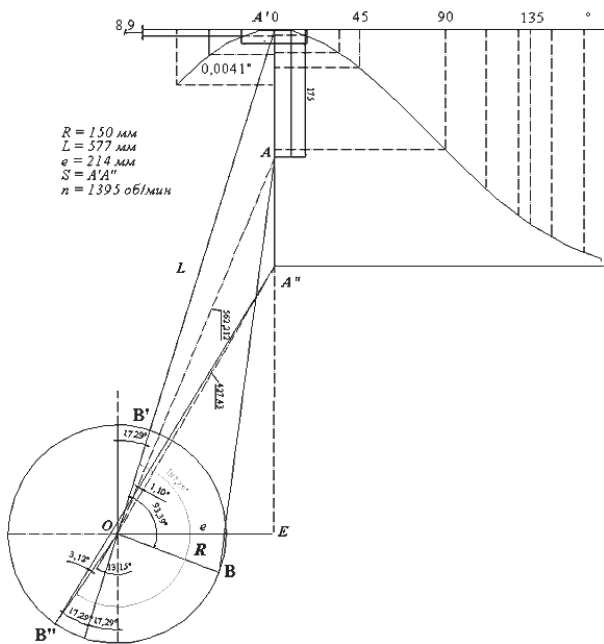
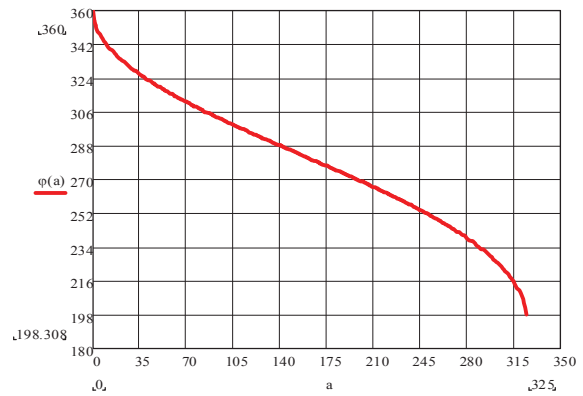


Рис. 6. Графические варианты решения задачи

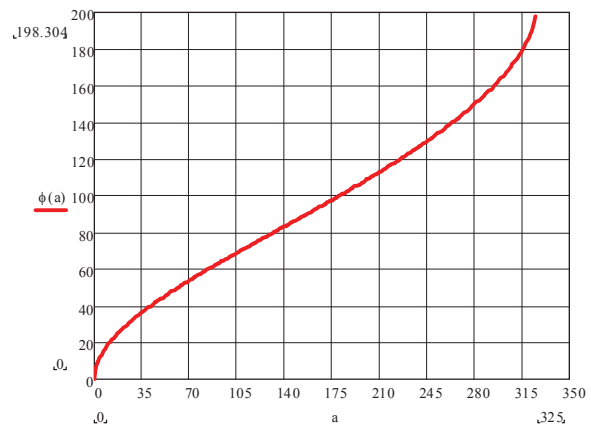
Сравнение результатов вычисления угла  $\phi$  аналитическим и графическим способами для пути поршня, равного 175 мм, показывает их равенство ( $93,4^\circ$  и  $93,39^\circ$ ). Для пути в 325,3 мм, т.е. поршень находится в нижней мертвой точке ( $197,88^\circ$  и  $197,29^\circ$ ), расхождение результатов вычислений составляет 0,3%. Графики поворота кривошипа коленчатого вала в зависимости от положения поршня  $\phi(a)$  при движении поршня от ВМТ к НМТ (рис. 7,б) и от НМТ к ВМТ (рис. 7,а), полученные при решении обратной кинематической задачи в программной среде Mathcad, представлены на рис. 7.

Пояснить сущность предлагаемого способа можно на основе сравнительного анализа существующей классической диаграммы ДВС и диаграммы ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями (рис. 8).

Для упрощения задачи углы перекрытия клапанов оставлены без изменения. Углы поворота коленчатого вала в классическом ДВС для каждого такта составляют  $180^\circ$ , а для КШМ со сдвоенными кинематическими связями величины углов поворота коленчатого вала для тактов впуска и расширения, сжатия и выпуска определяются величинами кинематических коэффициентов и для данного случая составляют для тактов впуска и расширения –  $197^\circ$ , а для тактов сжатия и выпуска –  $163^\circ$ .



а



б

Рис. 7. Графики поворота кривошипа коленчатого вала в зависимости от положения поршня  $\phi(a)$  при движении поршня от ВМТ к НМТ (б) и от НМТ к ВМТ (а)

В отношении скорости поршня следует уточнить, что скорость его перемещения при движении от ВМТ к НМТ ниже, чем при движении от НМТ к ВМТ. И при нахождении поршня вблизи мертвых точек время его пребывания на 2-3 мс больше, чем в классических ДВС.

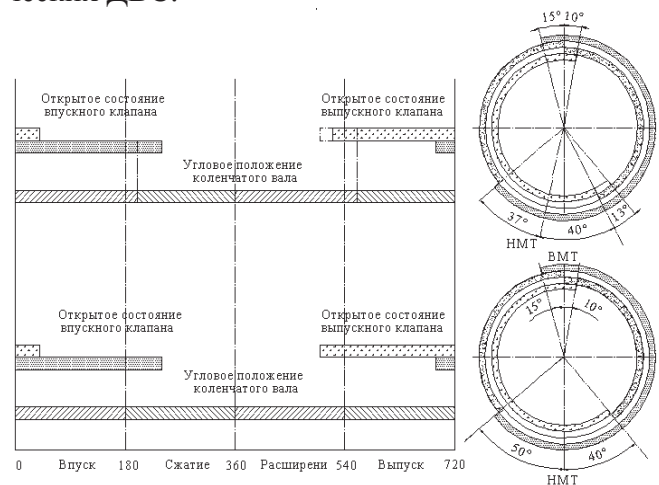


Рис. 8. Диаграммы классического ДВС и ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями

Это позволяет сделать заключение о значительном увеличении коэффициента наполнения цилиндра за счет значительного увеличения временного параметра такта впуска при сохранении углового положения начала такта сжатия.

Процессы сжатия в обоих случаях можно приравнять между собой по углу поворота коленчатого вала, конечно, учитывая разницу в количестве свежего заряда.

Степень сжатия при этом будет определяться как  $\epsilon_c = V_c + 0,72V_h / V_c$  для случая классического ДВС и  $\epsilon_c = V_c + 0,80V_h / V_c$  для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями. Учитывая приращение объема цилиндра  $V_h$  на 8-12 %, можно утверждать о некотором увеличении степени сжатия при прочих равных условиях.

В отношении процесса горения можно предположить, что в предлагаемом варианте КШМ с учетом увеличения времени пребывания поршня в районе ВМТ (4-6 мс) процесс будет приближаться к процессу горения при постоянном объеме. Это в значительной степени может увеличить термический КПД цикла.

Сравнение тактов расширения показывает, что даже при сохранении величины угла свободного выпуска отработавших газов угол расширения с формированием крутящего момента увеличивается на 7...21% (в данном конкретном случае – на 12,3 %).

Степень расширения при этом будет определяться как  $\epsilon_p = V_c + 0,78V_h / V_c$  для случая классического ДВС и  $\epsilon_p = V_c + 0,87V_h / V_c$  для случая ДВС со сдвоенными кинематическими связями.

Кроме того, степень геометрического расширения в случае ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями значительно превышает геометрическую степень сжатия:

$$\epsilon_p > \epsilon_c.$$

Это однозначно ведет к снижению температуры цикла, а следовательно, и к снижению количества вредных выбросов.

Такт выпуска также будет несколько отличаться снижением потерь за счет увеличения количества ОГ, выходящего из цилиндра в период свободного выпуска и снижения давления ОГ, а следовательно, и потерь в период принудительного выпуска.

Индикаторная диаграмма термодинамического цикла предлагаемого КШМ представлена на рис. 9.

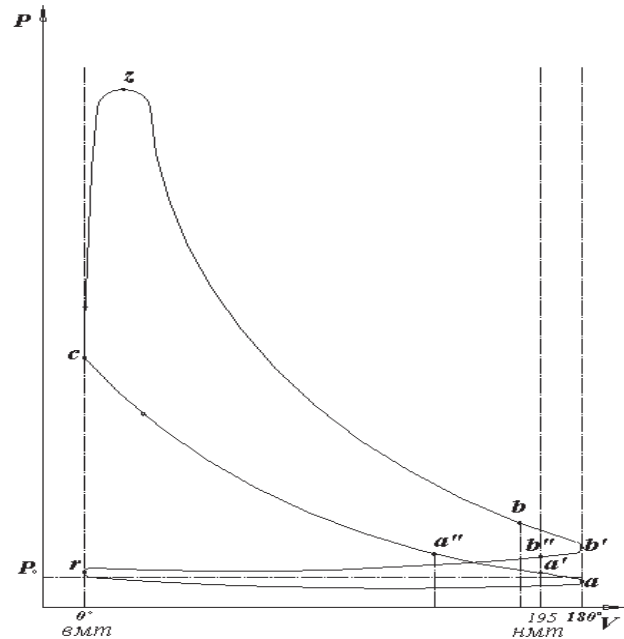


Рис. 9. Индикаторная диаграмма ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями:

- г – а' – такт впуска; а - а' – кинематический угол «дозарядки» цилиндра;
- а' - а'' – угол «дозарядки» цилиндра на такте сжатия;
- а' – с – такт сжатия рабочей смеси;
- с – z – процесс горения;
- z – b – рабочий ход (такт расширения);
- b - b' - b'' – угол свободного выпуска ОГ;
- b'' - г – такт выпуска

Участки кривой  $a - a' - a''$  и  $b - b' - b''$  представляют собой дополнительное приращение угла дозарядки цилиндра и угла свободного выпуска ОГ при сохранении значительных углов сжатия и выпуска и увеличения угла периода расширения  $z - b'$ .

Эффект от использования изобретения состоит в том, что увеличивается КПД двигателя за счет увеличения коэффициента наполнения цилиндров двигателя и улучшения процесса горения.

Имеет место выигрыш от повышения тепловой эффективности цикла, а следовательно, повышение экономических и экологических показателей при низком проценте выброса вредных веществ, особенно окиси азота. Кроме этого, значительно увеличивается величина крутящего момента.

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и

экологических параметров. При этом его разработка велась с учетом использования возможности реализации в перспективных ДВС, используемых в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Двигатели внутреннего сгорания на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями обладают улучшенными экономическими и экологическими характеристиками, высоким механическим КПД, а также улучшенными кинематическими и динамическими параметрами, реализованными на основе прогрессивного термодинамического цикла с высокой степенью расширения и с «внутренним охлаждением».

#### **Библиографический список**

1. <http://ru.wikipedia.org/wiki/Atkinson>.
2. [http://ru.wikipedia.org/wiki/ Цикл\\_Миллера](http://ru.wikipedia.org/wiki/Цикл_Миллера).
3. Пат. РФ, МПК. Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями [Текст] / А.А. Грабовский; № 2382891; опублик. 27. 02. 2010.
4. Грабовский, А.А. Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатými валами [Текст] / А.А. Грабовский, Е.С. Аверьянова // Известия МГТУ «МАМИ»; Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ». 2009. № 2 (8). - 317 с.

### **PROGRESSIVE THERMODYNAMIC CYCLE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE BASED ON CRANK A ROD THE MECHANISM WITH DUAL KINEMATIC COMMUNICATIONS**

© 2011 A. A. Grabovskiy

The Penza state university

The analysis of the factors defining value of ecological and economic indicators of internal combustion engines is presented. The technical decisions directed on achievement of demanded indicators of quality of functioning, as that an internal combustion engine on a basis crank a rod the mechanism with the dual kinematic communications, possessing the improved ecological characteristics, in high mechanical efficiency, and also in the improved kinematic and dynamic parameters based on realization of a progressive thermodynamic cycle with high degree of expansion and with «internal cooling» are offered.

*An internal combustion engine, the integrated motor-generator, capacity, a twisting moment, specific fuel consumption, ecological indicators, a thermodynamic cycle.*

#### **Информация об авторах**

**Грабовский Александр Андреевич**, доцент кафедры «Транспортные машины» Пензенского государственного университета. Тел.: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: [algra888@yandex.ru](mailto:algra888@yandex.ru). Область научных интересов: энергетические установки, конструкция поршневых ДВС, рабочие процессы в двигателях, кинематика и динамика поршневых двигателей.

**Grabovsky Alexander Andreevich**, the senior lecturer of the Penza state university. Phone: (841-2) 238817, 89273607192. E-mail: [algra888@yandex.ru](mailto:algra888@yandex.ru). Area of research: Power installations, a design piston of internal combustion engines, working processes in engines, kinematics and dynamics of piston engines.