

5. Merker G., Schwarz Ch., Stiesch G., Otto F. Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Stuuugart, Leipzig, Wiesbaden. Teubner-Verlag. 2004. 410 S.

6. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2004. №1. С.43-59.

7. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Шибанов А.В., Онищенко Д.О., Федоров В.А.. Численный анализ влияния формы камеры на турбулентное движение и сгорание газа в цилиндре дизеля//Труды четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. 2006. Т.3. С.246-249.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ФОРМИРОВАНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДВС

Васильев А.В., Сидоров Д.В.

(Волгоградский государственный технический университет)

Численный пошаговый метод синтеза закона движения толкателя и профиля кулачка [1,2] позволяет на основе единого подхода формировать характеристики кулачкового механизма в соответствии с теми или иными предъявляемыми требованиями. При этом вместо аналитического закона движения используется численное его представление, а алгоритм формирования участков положительного и отрицательного ускорения обеспечивает получение характеристик предельной эффективности, оцениваемой полнотой диаграммы перемещения толкателя и связанной с ней величиной время-сечения клапана. В данной статье приведены некоторые результаты дальнейшего развития численного метода в направлении модернизации алгоритма с целью расширения области применения метода.

Ранее в рассматриваемом численном методе не была предусмотрена возможность ограничения максимальной скорости перемещения поступательно движущегося толкателя с плоской тарелкой. Известно, что от величины этой скорости зависит максимальное смещение точки контакта кулачка с толкателем от оси последнего [3], то есть требуемый размер его тарелки. Это имеет существенное значение в случае предъявления требований к габаритным размерам клапанного привода.

Кроме того, при профилировании кулачков механизма газораспределения (МГР) с цилиндрическим или рычажным толкателем важной задачей является ограничение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель. При его увеличении снижается коэффициент полезного действия кулачковой пары, растут затраты мощности на привод клапанов и, в предельном случае, возможно заклинивание. Характеристика изменения угла давления по углу поворота кулачка также в значительной степени зависит от закона движения толкателя, в особенности, от скорости его перемещения [3].

В связи с этим в данной работе предлагается усовершенствовать численный метод путем введения ограничения на первую производную перемещения толкателя по углу поворота кулачка, то есть на аналог скорости толкателя. Данное ограничение позволяет получить кулачок с участком постоянной максимальной скорости толкателя, где ограничивается размер его тарелки или значение угла давления.

Усовершенствованный метод профилирования кулачков с участком постоянной максимальной скорости толкателя может быть использован также в кулачковых механизмах топливных насосов высокого давления (ТНВД). Здесь важной задачей является обеспечение интенсивного впрыскивания топлива. Эта задача может быть решена путем увеличения скорости плунжера за счет изменения профиля кулачка при неизменной скорости вращения вала насоса. При этом повышается давление впрыскивания при постоянной цикловой подаче [4]. В ТНВД кулачок с участком постоянной максимальной скорости позволяет получить такой закон движения толкателя, при котором скорость перемещения плунжера максимальна на участке нагнетания от геометрического начала (ГНН) до геометрического конца (ГКН). Это позволяет повысить максимальное давление впрыскивания топлива.

Важно отметить, что наряду с введением ограничения на первую производную перемещения толкателя в усовершенствованном численном методе по-прежнему присутствует комплекс ограничений, связанных с обеспечением работоспособности и надежности механизма, например, ограничения на контактные напряжения в паре кулачок-толкатель и трибологические характеристики сопряжения. Предусмотрен также расчёт данных, необходимых для изготовления и контроля профиля кулачка с использованием различных кинематических схем.

Рассмотрим алгоритм формирования закона движения толкателя с учетом введения ограничения на первую производную перемещения толкателя. Участки АВ₊ положительных и СВ₋ отрицательных значений второй производной образуются начиная соответственно от точек А и С (рис 1 а, б), в которых заданы начальные условия. Участки формируются одновременно пошагово при равенстве значений S' в текущих точках В₊ и В₋ с требуемой степенью точности, определяемой величиной шага Δφ, который может быть выбран достаточно малым. Значение S'' на каждом шаге выбираются максимальными по модулю, допускаемыми ограничениями на производные третьего и более высоких порядков, вычисляемые по формуле

$$S_i^{(k)} = \frac{S_i^{(k-1)} - S_{i-1}^{(k-1)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}}, \quad (1)$$

где $S_i^{(k)}$ – производная k-го порядка ($k > 2$) в i-й точке стыка отрезков; $S_i^{(k-1)}$ и $S_{i-1}^{(k-1)}$ – производные (k-1)-го порядка соответственно в i-й и (i-1)-й точках стыка отрезков; φ_i и φ_{i-1} – углы поворота кулачка соответственно в i-й и (i-1)-й точках стыка отрезков.

Величины S' и S в текущей точке определяются на основе численного интегрирования

$$S'_i = S'_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S''_i + S''_{i-1}); \quad (2)$$

$$S_i = S_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S'_i + S'_{i-1}), \quad (3)$$

где S''_i , S''_{i-1} — значения второй производной в i-й и (i-1)-й точке; S_i , S_{i-1} - значения перемещения толкателя в i-й и (i-1)-й точках. Таким образом, зная на каждом шаге

значения ускорения, скорости и перемещения толкателя, определяем по известным зависимостям [3] текущие значения ограничиваемых параметров, связанных с работоспособностью и надёжностью МГР.

Если на текущем шаге невозможно удовлетворить комплексу задаваемых ограничений, осуществляется уменьшение модуля значения S'' на одном из предшествующих шагов, ближайшем к текущему, причем это уменьшение должно допускаться имеющимися ограничениями (1) на производные. Затем снова проверяется возможность формирования текущего шага, и эта процедура повторяется до тех пор, пока на текущем шаге не будет выбрано значение S'' , удовлетворяющее ограничениям.

На рис. 1 в, видно, что при активном ограничении на первую производную перемещения толкателя на определенном этапе формирования закона движения толкателя производится уменьшение до нуля модулей значений S'' в точках B_+ и B_- .

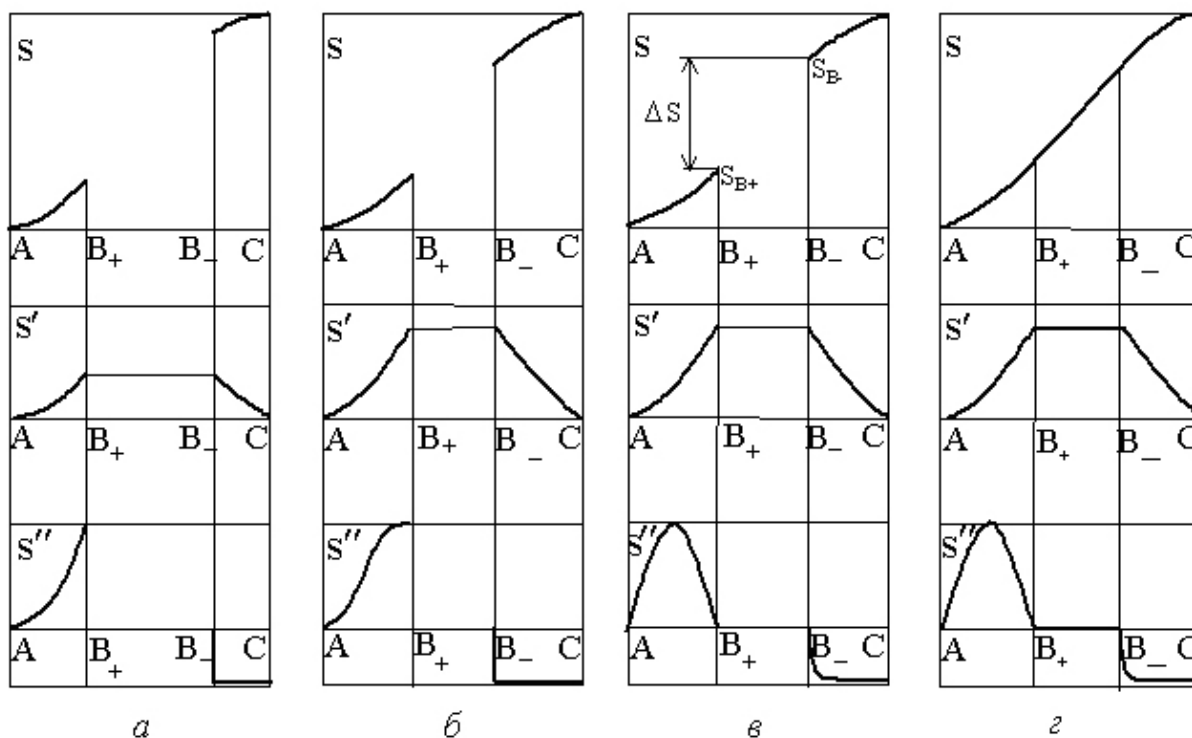


Рис. 1. Схема усовершенствованного алгоритма формирования закона движения толкателя

При этом величины S' в точках B_+ и B_- равны максимально допустимому значению S'_{\max} с требуемой точностью, определяемой значениями $\Delta\varphi$ и шагом коррекции $\Delta S''$, а величина S отличается на величину ΔS разности между значениями перемещения толкателя в точках B_- и B_+ , т.е.

$$\Delta S = S_{B_-} - S_{B_+}, \quad (4)$$

где S_{B_-} , S_{B_+} – значения перемещения толкателя в точках B_- и B_+ (рис 1 в), определяемые по формуле (3).

Далее образуется участок постоянной максимальной скорости, где первая производная перемещения толкателя по углу поворота кулачка имеет максимально допустимое значение, а значение перемещения толкателя изменяется линейно (рис 1 г). Протяженность этого участка постоянной максимальной скорости определяется по формуле

$$\varphi_0 = \frac{\Delta S}{S'_{\max}}. \quad (5)$$

В том случае, если ограничение на первую производную перемещения толкателя не является активным, то формирование профиля кулачка выполняется согласно реализованному ранее (до усовершенствования) алгоритму [1, 2]. Таким образом, реализованный метод формирования закона движения толкателя отличается тем, что между участками положительных и отрицательных значений ускорения толкателя может располагаться участок постоянной максимальной скорости и нулевого ускорения, причём угловая протяженность этого участка φ_0 которого определяется по формуле (5).

Рассмотрим некоторые результаты, полученные при формировании закона движения толкателя усовершенствованным численным методом. Максимальное перемещение толкателя задавалось равным 10 мм, а заданная угловая протяженность участка подъема составляла 100° угла поворота кулачка с верхним выстоем толкателя. Величина ограничения выбрана исходя из требования по габаритным размерам тарелки плоского толкателя и составила $S'_{\max}=12,8$ мм/рад.

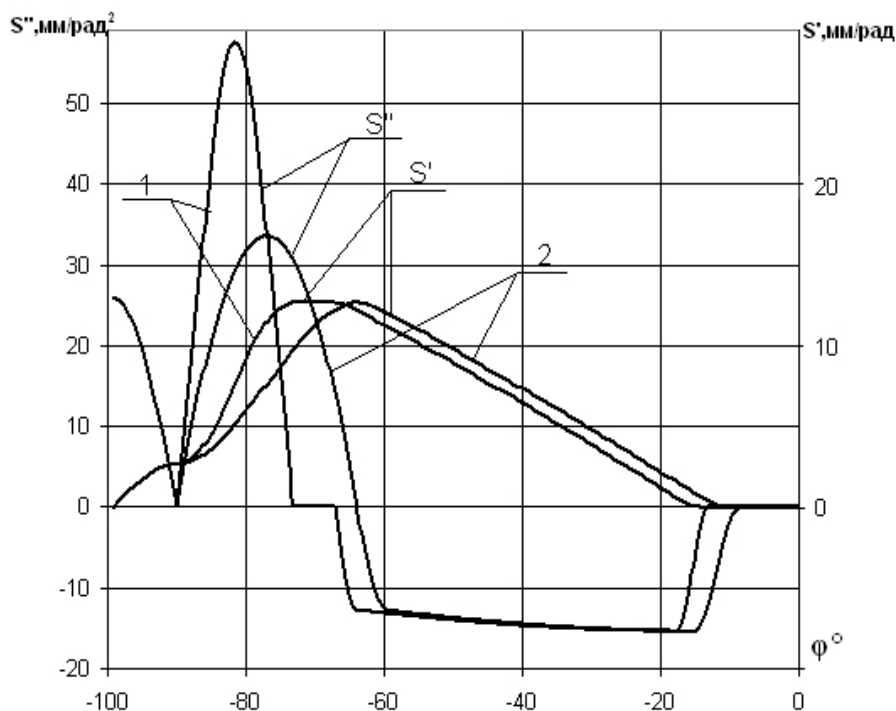


Рис. 2. Первая и вторая производная перемещения толкателя с плоской тарелкой в зависимости от угла поворота кулачка: 1 – кулачок с участком постоянной максимальной скорости; 2 – кулачок без такого участка

На рис. 2 приведены сравнительные характеристики двух законов движения толкателя. У кулачка с участком постоянной скорости максимальное смещение точки контакта от оси толкателя достигается ограничением на первую производную перемещения толкателя (кривые 1). У другого кулачка (кривые 2) той же самой угловой протяженности выполнение данного условия может быть достигнуто путем ужесточения ограничений на производные второго и более высоких. Однако это приводит к снижению площади под кривой перемещения толкателя. Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что увеличение этой площади при использовании усовершенствованного метода составляет 5%.

Аналогичные результаты были получены при ограничении первой производной для схемы с цилиндрическим толкателем с целью получения заданных значений угла давления в сопряжении. Кроме того, выполнено формирование закона движения толкателя плунжера ТНВД с ограничением на первую производную от его перемещения так, чтобы точки ГНН и ГКН находились на участке его постоянной максимальной скорости.

Таким образом, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что кулачок с участком постоянной максимальной скорости, спрофилированный усовершенствованным численным методом, может дать ряд преимуществ. Удовлетворение требований по габаритным размерам тарелки поступательно движущегося плоского толкателя может быть достигнуто путем ограничения на первую производную его перемещения. С ужесточением этого ограничения уменьшается максимальное значение угла давления в сопряжении кулачок-толкатель при использовании толкателя с цилиндрической поверхностью контакта. Следует отметить, что использование получаемого кулачка с участком постоянной максимальной скорости в ТНВД будет способствовать повышению максимального давления впрыскивания вследствие того, что скорость перемещения плунжера будет максимальна на участке нагнетания. По результатам выполненной работы подана заявка на изобретение.

Литература:

1. Васильев А.В., Григорьев Е.А. Численный метод профилирования кулачка // Инженерный журнал. Справочник. – 2001. - № 10. – С. 26 – 30.
2. Патент Российской Федерации № 1740711, 5F 01 L 1/08. - Кулачок привода клапана / Е.А. Григорьев, А.В. Васильев. - № 4795185/06; Заявлено 23.02.90; Оpubл. 15.06.92, Бюл. № 22. - С. 128.
3. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
4. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1990. – 352 с.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НДС КРЫШКИ ЦИЛИНДРА ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.

(Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана)

Рыжов В.А.

(ОАО «Коломенский завод»)

Крышка цилиндра – ответственная деталь двигателя, которая часто определяет его ресурс. При работе двигателя на крышку одновременно действуют циклические – температурные и механические нагрузки, а также статические – монтажные и технологические нагрузки. На долговечность конструкции решающее воздействие оказывают рабочие температурные напряжения, которые значительно превышают напряжения от сил давления газов и выходят за предел упругости применяемого материала.

Разрушения в виде трещин происходят чаще всего в огневом днище между отверстиями под клапаны и форсунку и имеют термоусталостный (малоцикловый) характер, отличающийся от механической малоциклового усталости ослабляющим