

нулевым значением производной. Подбирая длительность этих участков, крутизну роста кривой подачи при ее возобновлении и величину давления реализуется возможность влияния на характеристику выгорания.

К тому же, современный двигатель внутреннего сгорания, работающий по циклу Дизеля, уже не является в чистом виде ДВС с внутренним смесеобразованием. Для управления характеристикой выгорания топлива применяется его подмешивание к поступающему воздуху еще до цилиндра, а ограниченный требованиями по экологии, дизельный ДВС имеет режимы, когда не стремятся к выгоранию с полным отсутствием в выхлопных газах углеводородов. Более того, имеются режимы с впрыскиванием топлива на такте выпуска.

Проходя этапы развития, получая новые свойства, ТС получили такие возможности, которые изменили представление о ТС как о системах, замкнутых в информационном поле собственно ДВС и человека. Современные ТС дизеля способны управлять выпуском воздуха, процессами при выпуске, а также выполнять функции связи и управления другими системами мобильных машин.

При этом, исходя из типа ДВС и требований к нему, возможен выбор принципа, методов и средств реализации управ-

ляемого влияния топливоподачи на характеристику выгорания - основной показатель качества работы ДВС.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Левит С. Технология будущего высокоскоростного дизельного двигателя с непосредственным впрыском топлива для легкового автомобиля // Двигатель – 97: Матер. межд. науч.-тех. конф. – М., 1997. – С.11-12.
2. BOSCH. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем.-М.:ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.-480 с.:ил.
3. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник – 2 изд., перераб. и доп.- Л.: Машиностроение.Ленингр. отд-ние, 1990.-347 с.
4. Janiszewski T., Mavrantzas S. Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokopreżnych. WKŁ, Warszawa, 2001, p.130.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов.- М.: Легион-Автодата, 2004.- 344 с., ил.
6. Направления НИОКР в области разработки двигателей для легковых и коммерческих автомобилей. / Ф. К. Мозер, П.Л. Герцог, Г. Фрайдль, Ф. Мундорфф// Материалы фирмы AVL List GmbH, Грац, Австрия, 2001. С.13.

УДК 621.43.001.24

Грицук А.М.

### ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ОПОЗИТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ

Разработка экономичных конструкций двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является одним из главных вопросов при их изготовлении. По данным [1], в связи с необходимостью создания мощных быстроходных двигателей, особое внимание уделяется двухвальным и многовальным конструкциям. Конструктивные схемы подобных двигателей могут быть выполнены двоякими с двумя рядами параллельно (опозитным) расположенными цилиндрами, или цилиндры могут быть расположены под углом с общей камерой сгорания (для двух цилиндров).

Схема двухрядного двигателя с опозитным расположением цилиндров показана на рис. 1.

Известны конструкции ДВС с опозитным расположением цилиндров [2] и [3], в которых, для увеличения эффективности их работы и уменьшения расхода топлива, к одной камере сгорания подходят два противоположно направленных цилиндра с соответствующей шатунно-кривошипно-поршневой системой передачи поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.

Такая схема расположения цилиндров позволяет увеличить мощность ДВС при том же расходе топлива. Для этого необходимо чтобы зажигание происходило не в В.М.Т., а при некотором угле поворота  $\alpha$  одного из коленчатых валов (например, ведущего) (рис. 2). В этом случае, в момент максимального давления в камере сгорания крутящий момент  $M_{K1}$  на ведущем валу будет равен

$$M_{K1} = p_{ks} A_n r_k \sin\alpha, \quad (1)$$

где  $p_{ks}$  – давление в камере сгорания в момент зажигания;

$A_n$  – площадь поршня;

$r_k$  – радиус кривошипа.

При сгорании топлива в обычном режиме, когда оба

поршня находятся в В.М.Т. (угол  $\alpha = 0$ ),  $M_{K1} = 0$ . По мере вращения К.В. угол  $\alpha$  увеличивается и увеличивается крутящий момент, однако при этом объем камеры сгорания увеличивается и соответственно падает в ней давление  $p_{ks}$ , что в итоге уменьшает крутящий момент К.В.

Для повышения эффективности работы двигателя необходимо, чтобы М.З. происходил при угле поворота одного из К.В.  $\alpha > 0$ . Для этого устанавливаем вращение таким образом, чтобы угол поворота ведущего К.В. опережал ведомого на угол  $\alpha$ . При повороте КВ на угол  $\alpha$  положение поршней должно обеспечивать рабочий объем камеры сгорания, а ведомый поршень должен находиться в В.М.Т. (рис.2).

Объем камеры сгорания зависит от расстояния между поршнями  $\delta_z$  в момент зажигания. При ходе поршней  $2r_k$   $\delta_z$  определится из уравнения

$$\delta_z = \frac{4r_k}{p_z} A_k P_a K_p, \quad (2)$$

где  $P_a$  – атмосферное давление, 10 кПа;

$p_z$  – давление в камере сгорания перед зажиганием,

$A_k$  – коэффициент падения компрессии в цилиндрах,

$K_p$  – коэффициент разрежения в цилиндрах.

По известной величине  $\delta_z$  можно определить оптимальное значение угла  $\alpha$  из уравнения

$$\delta_z = \delta_0 + \Delta_n, \quad (3)$$

где  $\Delta_n$  - ход поршня при повороте К.В. на угол  $\alpha$

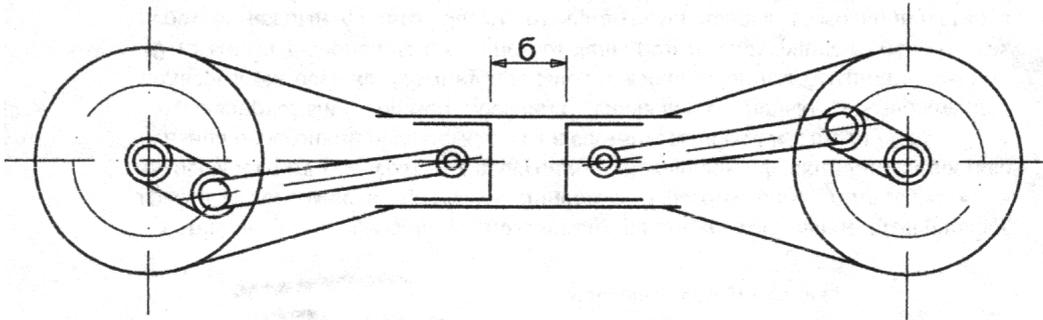


Рис. 1. Схема двухрядного двигателя с оппозитным расположением цилиндров.

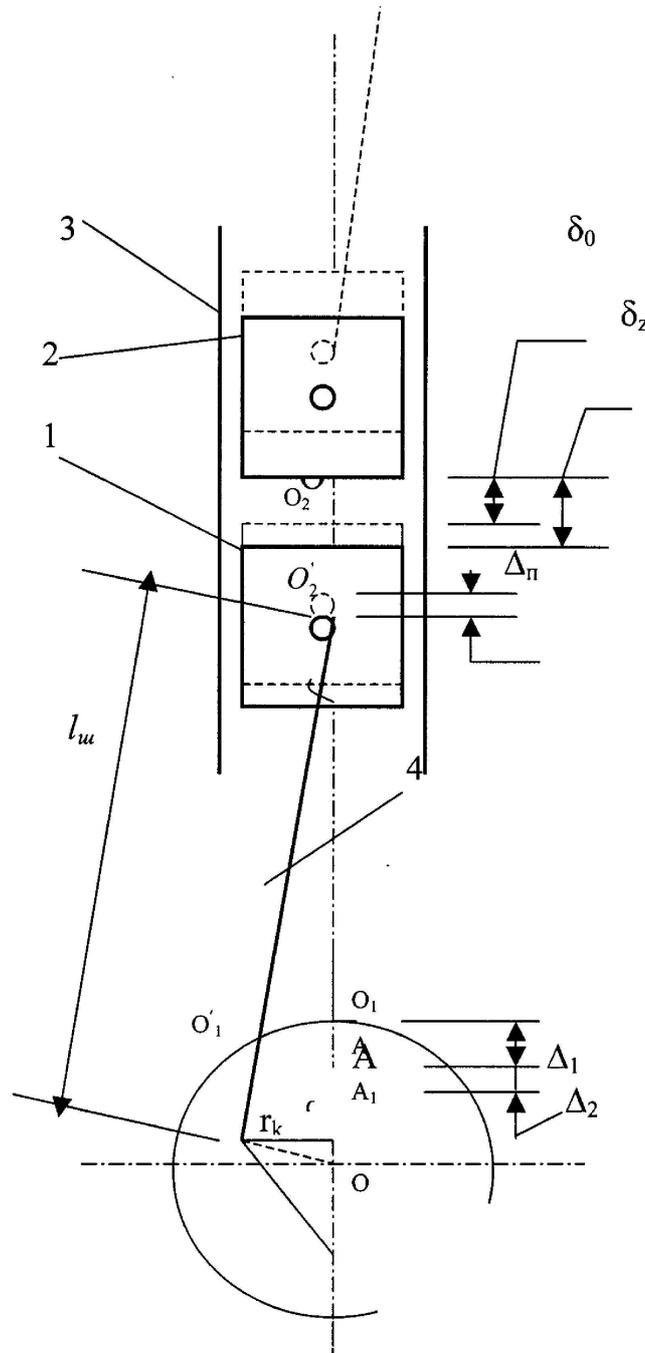


Рис. 2. Схема расположения поршней в момент зажигания:  
1 – ведущий поршень, 2 – ведомый поршень, 3 – цилиндр, 4 – шатун ведущего поршня.

Таблица 1

| №№ | Показатели  | Угол поворота коленчатого вала, $\alpha$ , град |      |     |      |      |      |      |      |     |
|----|---|---|------|-----|------|------|------|------|------|-----|
|    |   | 0   | 15   | 30  | 45   | 60   | 90   | 120  | 150  | 180 |
| 1  | Плечо вращения КВ, $h/r_k$  | 0   | 0,26 | 0,5 | 0,71 | 0,86 | 1,0  | 0,86 | 0,50 | 0   |
| 2  | Высота рабочей камеры ( $\alpha = 0^\circ$ ), $\Delta_0$                      | 16  | 22   | 30  | 44   | 64   | 96   | 116  | 160  | 176 |
| 3  | Изменение давления в цилиндре ( $\alpha = 0^\circ$ ), $P_0$ (в отн. единицах) | 100   | 73   | 53  | 36   | 24   | 17   | 14   | 10   | -   |
| 4  | Высота рабочей камеры $\Delta_n$ , мм   | 16  | 23   | 33  | 54   | 73   | 89   | 110  | 150  | -   |
| 5  | Давление в цилиндре ( $\alpha = 30^\circ$ ), $P_n$                            | 100   | 73   | 48  | 32   | 22   | 18   | 15   | 11   |     |
| 6  | Крутящий момент ( $\alpha = 0^\circ$ ), $M_0$                                 | 0   | 38   | 54  | 50   | 42   | 34   | 24   | 10   | 0   |
| 7  | Крутящий момент ( $\alpha = 30^\circ$ ), $M_3$                                | 50  | 71   | 68  | -    | 43   | 32,5 | 20   | 5    | -   |
| 8  | Давление для типового двигателя $P_0^I$                                       | 100   | 84   | 70  | -    | 40   | 26   | 21   | 17   |     |
| 9  | Крутящий момент для типового двигателя, $M'_K$                                | 0   | 22   | 36  |      | 34   | 28   | 18   | 12   |     |

$$\Delta_n = \delta_z - \delta_0, \quad (4)$$

где  $\delta_0$  – расстояние между поршнями, когда оба находятся в ВМТ (при  $\alpha = 0$ )

С другой стороны (рис.2):

$$\Delta_n = \Delta_1 - \Delta_2, \quad (5)$$

где  $\Delta_1$  – проекция перемещения точки  $O_1$  на вертикальную ось:

$$\Delta_1 = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha); \quad (6)$$

$$\Delta_2 = l_{ш} - AO_2^I,$$

где  $l_{ш}$  – длина шатуна по осям вращения,  $AO_2^I = l_{ш} \cos \alpha$ , тогда

$$\Delta_2 = l_{ш} (1 - \cos \beta), \quad (7)$$

где  $\beta$  – угол отклонения оси шатуна от вертикали при повороте кривошипа на угол  $\alpha$

$$\sin \beta = AO_1^I / l_{ш} = r_k \sin \alpha / l_{ш}, \quad \text{отсюда}$$

$$\beta = \arcsin(r_k \sin \alpha / l_{ш}) = \arcsin(\kappa \sin \alpha),$$

где  $\kappa = r_k / l_{ш}$ .

Расстояние между поршнями в В.М.Т. может изменяться от  $\delta_z$  до нуля. При  $\delta_0 = 0$   $\delta_z = \Delta_n$ . Так как вращение коленчатых валов отличается на угол  $\alpha$ , то фактически минимальное расстояние между поршнями будет при определенном угле поворота К.В.  $\alpha_0 < \alpha$ . При этом  $\alpha_0$  является функцией от угла  $\alpha$ . Первоначально определим угол  $\alpha$  в зависимости от  $\delta_z$ .

$$\Delta_n = \delta_z = \Delta_1 + \Delta_2.$$

С учетом (6),(7) и (2) получим

$$\Delta_n = r_k (1 - \cos \alpha) + l_{ш} (1 - \cos \beta) = \frac{4r_k}{P_z} A_k P_a K_p$$

Если принять  $l_{ш}/r_k = 4$  то тогда:

$$(1 - \cos \alpha) + 4(1 - \cos \beta) = \frac{4A_k P_a K_p}{P_z} \quad (8)$$

или

$$\cos \alpha + 4 \cos \beta = 5 - \frac{4A_k P_a K_p}{P_z};$$

при  $l_{ш}/r_k = 4$ ;  $\sin \alpha = 4 \sin \beta$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \frac{1}{16} \sin^2 \alpha}, \quad \text{тогда}$$

$$\sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + 4 \sqrt{1 - \frac{1}{16} \sin^2 \alpha} = 5 - \frac{4A_k P_a K_p}{P_z}. \quad (9)$$

Из уравнения (9) можно определить угол  $\alpha$  при  $\delta_0 = 0$

Если  $\delta_0$  не равно 0, то

$$\sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + 4 \sqrt{1 - \frac{1}{16} \sin^2 \alpha} = 5 - \frac{4A_k P_a K_p}{P_z} + \frac{\delta_0}{r_k}$$

Пример 1. Давление в К.З.  $P_z = 80$  кПа, коэффициент компрессии  $A_k = 0.9$ , радиус кривошипа  $r_k = 0.04$  м, длина шатуна  $l_{ш} = 0.16$  м,  $K = r_k / l_{ш} = 0.25$ ,  $\sin \alpha = 4 \sin \beta$ ,  $\delta_0 = 0.01$  м, коэффициент  $K_p = 0.9$ .

Из уравнения (9) имеем:

$$\begin{aligned} &\sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + 4 \sqrt{1 - 0.25^2 \sin^2 \alpha} = \\ &= 5 - 4 \cdot 0.9 \cdot 0.9 \cdot \frac{10}{80} + \frac{0.01}{0.04} = 4.35 \end{aligned}$$

отсюда  $\alpha = 20^\circ$

Пример 2. Давление в К.З. дизеля  $P_z = 240$  кПа,  $\delta_0 = 5$  мм, остальные исходные данные те же, что и в примере 1.

$$\begin{aligned} &\sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + 4 \sqrt{1 - 0.25^2 \sin^2 \alpha} = \\ &= 5 - 4 \cdot 0.9 \cdot 0.9 \cdot \frac{10}{240} + \frac{0.005}{0.04} = 4.99 \end{aligned}$$

отсюда  $\alpha = 10^\circ$ .

При  $\delta_0 = 0$ :

$$\sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + 4 \sqrt{1 - 0.25^2 \sin^2 \alpha} = 5 - 0.133 = 4.876, \quad \alpha = 20^\circ.$$

В таблице 1 приведено изменение крутящего момента К.В. в относительных единицах для двигателей  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$  и стандартного (типового) ДВС.

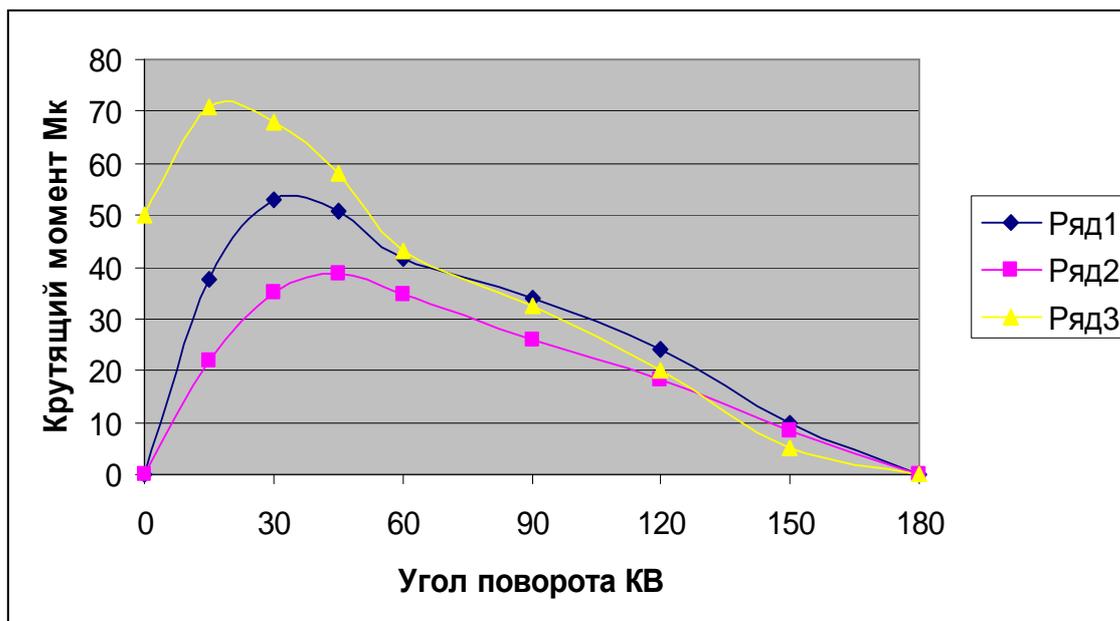


Рис. 3.

На рисунке 3 показаны графические зависимости изменения величины крутящего момента от угла поворота К.В.: ряд3 - при повороте одного К.В. на угол  $\alpha = 30^\circ$ ; ряд1 -  $\alpha = 0^\circ$ ; ряд2 - для типового двигателя с однорядным расположением цилиндров  $\alpha = 0^\circ$ .

#### Вывод

Таким образом, при сдвиге момент зажигания на угол  $\alpha = 25-30^\circ$  крутящий момент на коленчатом вале увеличивается на 30-34% по сравнению с типовым двигателем.

УДК 539.4.014.3+532.5

Пивник Я., Скорульский Г.

## РАСЧЕТЫ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ ПРИ НЕСИММЕТРИЧНОМ ВЫДАВЛИВАНИИ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

#### Введение

Использование компьютерных программ для расчета, в том числе специализированных, доступных для потребителя, позволяет без труда выбрать ту, с помощью которой можно вычислить необходимые конкретные величины. Так, для численного моделирования процессов выдавливания часто используют программу FORM 2D. Кроме неоспоримых преимуществ, к которым относятся простота обслуживания и возможность ее использования во многих процессах пластической обработки, ее сложно использовать для анализа несимметричных процессов, хотя такие попытки были уже предприняты в работе [1]. Другой программой, используемой для анализа процессов выдавливания, является Forge@2D, которую мы использовали для оптимизации процессов комбинированного выдавливания [2]. Для моделирования различных аспектов процесса выдавливания, например, проведение трехмерного анализа пластического течения [3], проектирования матриц для выдавливания прямоугольных профилей [4], либо анализа влияния упругих деформаций матрицы на точность размеров изготавливаемого изделия [5], можно использовать программу DEFORM<sup>TM</sup>3D и MSC/Superforge. Сле-

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/ Изд. 4. Под ред. Орлина А. С., М., «Машиностроение». – 1984.
2. Авторское свидетельство СССР № 1687825, кл. F 02 В 43/04, 1991.
3. Патент Республики Польша № 185300, кл. F 02 В 75/32, 2003.

дует заметить, что большинство программ, базирующихся на методе конечных элементов, используется для численного анализа процессов пластической обработки. Анализ результатов этой методики (алгоритма) в данном случае не составляет большого труда, однако получение удовлетворительных результатов представляет длительный процесс. В то же время все меньше места отводится экспериментальной механике. Анализируя состояние данной проблемы, очевидной является тенденция целесообразности совместного использования результатов численного анализа и экспериментальных исследований и во многих случаях это единственный путь достоверности полученных результатов в для таких процессов.

#### Выбор типа анализа.

Исследование процессов выдавливания проводились численно с помощью программы ANSYS 5.7, основанной на методе конечных элементов. Одним из ее модулей является пакет программ CFD FLOTRAN, используемый для анализа течений материалов [6]. CFD FLOTRAN (Computational Fluid Dynamics) предлагает всесторонние возможности для анализа двух и трехмерных полей жидкого потока. Пользу-

Пивник Ян, д.т.н., профессор, зав. каф. эксплуатации и технологии машин Белостокской Политехники, РП.

Скорульский Г., доцент каф. эксплуатации и технологии машин Белостокской Политехники, РП.