

Ч. Б. Дробышевский, В. З. Зубер

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ОБЪЕМА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ТИПА ЦНИДИ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-240

При экспериментальной отработке рабочего процесса быстрого тракторного дизеля Д-240 с камерой сгорания в поршне типа ЦНИДИ было установлено, что при оптимальных условиях топливоподачи и наполнения цилиндров воздухом высокая топливная экономичность может быть достигнута в случае обеспечения максимально возможного отношения объема камеры в поршне к объему камеры сжатия $\frac{V_k}{V_c}$. Согласно данным работы [1], увеличение этого отношения равноценно соответствующему повышению коэффициента наполнения.

В настоящей статье изложены результаты исследований, проведенных на Минском моторном заводе, целью которых было определение поэлементного и комплексного влияния на экономичность двигателя Д-240 объемов пространств, составляющих камеру сжатия, выбор оптимального объема камеры в поршне, а также поиск путей, позволяющих улучшить экономичность двигателя при сохранении достаточной по условиям надежного пуска номинальной степени сжатия $\epsilon = 16$.

На рис. 1 представлена камера сгорания двигателя Д-240 с указанием объемов основных пространств, образующих камеру сжатия.

Испытания проводились при различных объемах камеры в поршне V_k путем последовательного ее углубления. При этом объемы надпоршневого пространства V_1 , подклапанных выточек V_2 , кольцевого пространства за жаровым гребнем гильзы V_3 , а также прочих нерассматриваемых вредных пространств $V_{пр}$ оставались неизменными.

Результаты опытов представлены графически на рис. 2, из которого следует, что, увеличивая объем камеры в поршне, можно существенно повысить экономичность работы двигателя. Однако такое увеличение ограничено требуемой величиной степени сжатия.

При указанных объемах остальных пространств получение степени сжатия, равной 16, возможно при объеме камеры не более $57,5 \text{ см}^3$.

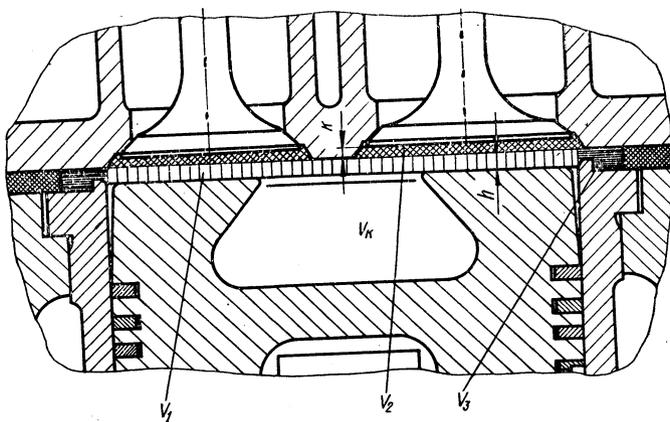


Рис. 1. Камера сгорания двигателя Д-240:

$$V_1 = 7,6 \pm 13,3 \text{ см}^3; V_2 = 5,7 \pm 7,3 \text{ см}^3; V_3 = 1,6 \pm 2,8 \text{ см}^3; V_{\text{к}} = 57 \pm 58 \text{ см}^3$$

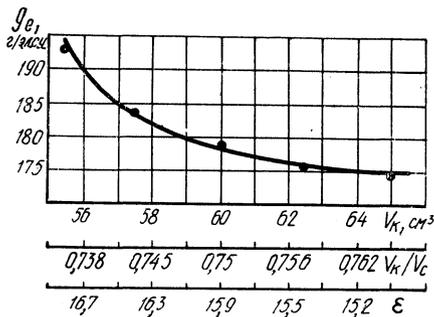


Рис. 2. Влияние объема камеры в поршне на экономичность двигателя при $V_1=9,5 \text{ см}^3$; $V_2=6 \text{ см}^3$; $V_3=2 \text{ см}^3$; $V_{\text{пр}}=2,5 \text{ см}^3$; $N_e=75 \text{ л. с.}$, $n=2200 \text{ об/мин}$

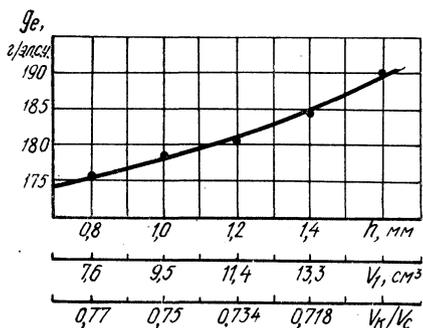


Рис. 3. Влияние величины надпоршневого пространства на экономичность двигателя при $V_{\text{к}}=60 \text{ см}^3$; $V_2=6 \text{ см}^3$; $V_3=2 \text{ см}^3$; $V_{\text{пр}}=2,5 \text{ см}^3$; $N_e=75 \text{ л. с.}$, $n=2200 \text{ об/мин}$

На рис. 3 приведены результаты исследования влияния надпоршневого зазора h мм (объем V_1), изменяемого за счет толщины пакета медных прокладок головки цилиндров, на экономичность двигателя.

Высокая чувствительность двигателя к увеличению надпоршневого зазора объясняется двойным влиянием его на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Во-первых, с ростом надпоршневого пространства уменьшается количество воздуха, находящегося

ся в камере сгорания поршня, и, следовательно, сгорание в основных фазах происходит при низком коэффициенте избытка воздуха. Это подтверждается исследованиями ЦНИДИ, отметившими, что распространение пламени в надпоршневое пространство происходит спустя четыре-восемь градусов поворота коленчатого вала после в. м. т., т. е. в 3-м и 4-м периодах сгорания (по Толстову) [2]. Во-вторых, надпоршневой зазор значительно влияет на величины осевой и радиальной скоростей воздуха в камере сгорания, определяющих интенсивность смесеобразования и тепловыделения.

Расчетные графики скоростей воздуха в камере, выполненные по методике [3], при различных зазорах h_p между поршнем и головкой цилиндров с учетом теплового расширения деталей представлены на рис. 4.

Таким образом, чтобы обеспечить высокую экономичность двигателя и чтобы при этом исключалась возможность ударов поршней о головку цилиндров на изношенном и находящемся под нагрузкой непрогретом двигателе, надпоршневой зазор, замеренный в статике на двигателе, должен выдерживаться в пределах 0,9—1 мм, что в условиях массового производства — задача трудновыполнимая.

Продолжением надпоршневого пространства являются подклапанные выточки (объем V_2). Они конструктивно неизбежны в связи с необходимостью утопить тарелки клапанов относительно плоскости головки и благодаря этому исключить возможность встречи клапанов с поршнями во время работы двигателя. Уменьшение утопания клапанов и, следовательно, подклапанного пространства V_2 возможно при сокращении перекрытия клапанов.

Влияние величины подклапанного пространства V_2 на экономичность двигателя представлено на рис. 5. Моменты открытия и закрытия клапанов изменялись за счет зазора между бойком коромысла и стержнем клапана так, чтобы исключался контакт поршней с клапанами. В этом случае увеличение относительного объема камеры $V_{к}/V$ сопровождалось изменением коэффициента наполнения

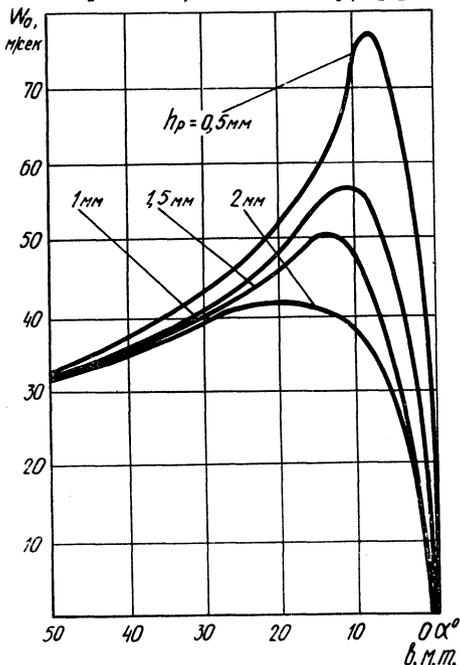


Рис. 4. Изменение осевой скорости ω_0 в горловине камеры сгорания при различных надпоршневых зазорах h_p , $n=2200$ об/мин

η_v. Минимум удельного расхода топлива имел место при утопании клапанов на 0,3—0,4 мм. Дальнейшее уменьшение утопания, несмотря на увеличение V_k/V_c , не приводит к повышению экономичности в связи со снижением коэффициента наполнения. Для иллюстрации и объяснения указанного явления введен комплексный параметр полноты использования воздуха в двигателе $F = \eta_v V_k/V_c$.

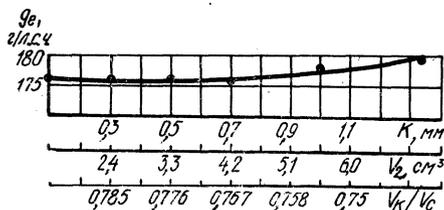


Рис. 5. Влияние объема подклапанных выточек V_2 на экономичность двигателя при $V_k=60$ см³, $V_1=9,5$ см³, $V_3=2$ см³, $V_{пр}=2,5$ см³, $N_e=75$ л. с., $n=2200$ об/мин

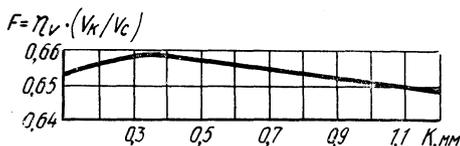


Рис. 6. Изменение параметра F , характеризующего полноту использования воздуха при сгорании, в зависимости от утопания клапанов: $N_e=75$ л. с.; $n=2200$ об/мин

ности в связи со снижением коэффициента наполнения. Для иллюстрации и объяснения указанного явления введен комплексный параметр полноты использования воздуха в двигателе $F = \eta_v V_k/V_c$.

График изменения параметра F в зависимости от утопания клапанов при разных фазах газораспределения для двигателя Д-240 приведен на рис. 6. Как видно из графика, максимальное значение и, следовательно, наиболее полное использование воздуха имеют место при утопании клапанов на 0,3—0,4 мм. При указанном утопании соударение поршней с клапанами на работающем двигателе исключается при перекрытии фаз, равном 6—8°.

Следует также отметить, что из-за наличия подклапанных выточек скорость перетекания воздуха в камеру сгорания неодинакова по периметру горловины камеры, что искажает структуру вихря и снижает его устойчивость. Расчетная скорость воздушного потока в горловине в зоне подклапанных выточек при положении поршня, соответствующем углу поворота коленчатого вала 5° до в. м. т., снижается примерно на 30%.

Воздух, заключенный в кольцевом пространстве V_3 при сгорании не используется в связи с тем, что малый зазор между жаровым гребнем гильзы и головкой препятствует распространению пламени за гребень. Устранение этого пространства было бы равноценно увеличению коэффициента наполнения на величину веса воздуха в нем, т. е. примерно на 2%. При испытании пространство V_3 устранялось установкой на бурты гильз вытесняющих колец. Установка таких колец обеспечивает снижение удельного расхода топлива на мощности 75 л. с. на 2—3 г/э. л. с. ч.

Заключительным этапом исследований была проверка комплексного влияния на экономичность двигателя изменений объемов V_1 , V_2 , V_3 , направленных на увеличение V_k/V_c без снижения степени сжатия. Для этого двигатель последовательно собирался и испытывался в двух вариантах (табл. 1).

Совмещенные нагрузочные характеристики двигателя, собран-

Параметры камеры сжатия

Вариант	$V_K, \text{см}^3$	$V_1, \text{см}^3$	$V_2, \text{см}^3$	$V_3, \text{см}^3$	$h, \text{мм}$	$\kappa, \text{мм}$	ε	V_K / V_C	F
I	57,5	10,5	7,3	1,4	1,2	1,4	16	0,72	0,627
II	60	9	2,6	0	0,95	0,2	16,9	0,8	0,665

ного по I и II вариантам, представлены на рис. 7. Улучшение экономичности в рабочем диапазоне $p_i = 8,5-9 \text{ кг/см}^3$ составляет 4—5 г./э. л. с. ч. Отмеченное улучшение топливной экономичности двигателя, собранного по II варианту, получено главным образом

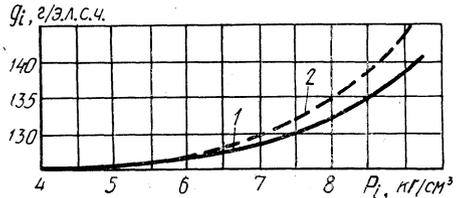


Рис. 7. Нагрузочные характеристики двигателя Д-240, собранного по двум вариантам:

1 — вариант I; $\varepsilon = 16$, $F = 0,627$; 2 — вариант II; $\varepsilon = 16,9$, $F = 0,665$.

за счет увеличения на 6% количества воздуха, используемого в основных стадиях сгорания.

Выводы

1. Высокая топливная экономичность быстроходного тракторного двигателя Д-240 с камерой типа ЦНИДИ при оптимальных условиях топливоподачи и достаточной для пуска степени сжатия $\varepsilon \geq 16$ может быть достигнута за счет сведения к минимуму «вредных» пространств в камере сжатия: надпоршневого, подклапанного и пространства за жаровым гребнем гильзы.

2. При выборе фаз газораспределения дизеля с полуразделенной камерой сгорания вместе с общепринятыми требованиями должно учитываться также требование обеспечения максимального значения параметра полноты использования воздуха, который равен произведению коэффициента наполнения на относительный объем камеры.

Литература

[1] Володин В. М., Давыдов Б. Н. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне. — «Тракторы и сельхозмашины», 1970, № 12. [2] Минкин Э. М., Завлин М. Я. Исследование процесса сгорания в цилиндре дизеля с камерой в поршне методом скоростного фотографирования. — В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. М. — Л., 1965. [3] Володин В. М. Исследование воздушных потоков в камере сгорания типа ЦНИДИ. Канд. дис. М., 1969.