

применением способа наименьших квадратов для соответствующих аппроксимирующих функций.

В результате решения на ЭВМ "Промінь-1М" были получены частные зависимости приведенных моментов двигателя, компрессора и турбины для дизеля А-01М с газотурбинным наддувом от соответствующих безразмерных критериев:

$$\bar{M}_{\text{дв}} = -0,344 + 0,811 \left( \frac{\omega_{\text{ткр}}}{\omega_{\text{дв}}} \right) - 0,164 \left( \frac{\omega_{\text{ткр}}}{\omega_{\text{дв}}} \right)^2;$$

$$\bar{M}_{\text{к}} = 0,0074 \left( \frac{g}{\omega_{\text{дв}} \omega_{\text{ткр}} \sqrt{f_{\text{диф}}}} \right)^{1,23} + 0,135;$$

$$\bar{M}_{\text{т}} = 1,56 \left( \frac{g}{\omega_{\text{дв}} \omega_{\text{ткр}} \sqrt{f_{\text{с.а}}}} \right)^{-1,7} + 1,12.$$

Результаты эксперимента в диапазоне оборотов дизеля  $n = 900\text{--}2000$  об/мин и хода рейки  $h_p = 5\text{--}12$  мм и соответствующие аппроксимирующие кривые представлены на рис. 1—3.

Таким образом, применение анализа размерностей при экспериментальном исследовании дизелей позволяет получить обобщенные критериальные зависимости переменных параметров и значительно облегчить проведение эксперимента и обработку его результатов.

### Л и т е р а т у р а

1. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М., 1972.
2. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М., 1967.

### В.А. Рожанский, В.А. Роткович, Ч.Б. Дробышевский РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ ФАЗ ВПУСКА И ПАРАМЕТРОВ ВПУСКНОГО ТРАКТА ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Подбор фаз газораспределения тракторного двигателя чаще всего производится на основе статистического анализа существ-

вующих конструкций с последующей опытной доработкой. В статье приведены результаты исследований по уточнению фаз впуска двигателя Д-240 и некоторых размеров его впускного тракта.

Существующие на двигателе фазы впуска:  $17^\circ$  до в.м.т. —  $56^\circ$  после н.м.т., выпуска:  $56^\circ$  до н.м.т. —  $17^\circ$  после в.м.т. и профиль кулачков были взяты с двигателя СМД-14.

Опыты по подбору фаз впуска проведены в два этапа: первый — подбор фазы конца впуска при существующем начале и второй — подбор фазы начала впуска при найденном оптимальном конце. Фазы выпуска во всех опытах оставались неизменными. Опыты первого этапа проводились в диапазоне 1600—2250 об/мин, а второго этапа только на номинальных 2200 об/мин, так как угол начала впуска мало зависит от оборотов двигателя [1]. Нагрузка во всех опытах поддерживалась равной  $p_e = 6,5 \text{ кг/см}^2$ .

Опыты первого этапа проводились с кулачковыми валами, позволяющими получать фазы конца впуска:  $40^\circ, 46^\circ, 56^\circ, 68^\circ$  п.к.в. после н.м.т. при фазе начала впуска  $17^\circ$  п.к.в. до в.м.т.

Результаты опытов показали (рис. 1), что максимальное наполнение на исследуемых скоростных режимах достигается с фазами конца впуска  $40\text{—}46^\circ$ , а при 2250 об/мин — только с

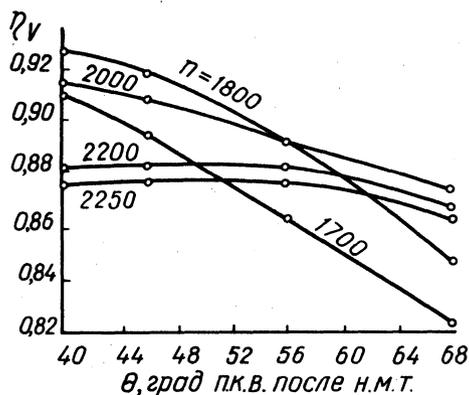


Рис. 1. Зависимость коэффициента наполнения  $\eta_v$  двигателя Д-240 от фазы конца впуска  $\theta$  и оборотов коленчатого вала  $n$ .

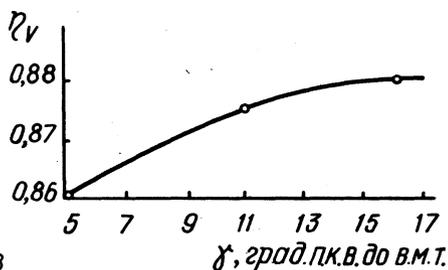


Рис. 2. Зависимость коэффициента наполнения  $\eta_v$  двигателя Д-240 от фазы начала впуска  $\gamma$ .



ном трубопроводе и второй — определение длины и объема впускного трубопровода.

Осциллографированием давлений во впускном трубопроводе и перемещений впускных клапанов при фазах впуска (рис. 3): 17—56° и 5—40° установлено, что пик волны давления возникает в горловине клапана при подъеме клапана, равном 1,5 мм. Учитывая, что скорость распространения волны по трубопроводу известна и равна скорости звука, и, исходя из предположения, что характер волны при открытии впускного клапана и закрытии подобен, длину впускного трубопровода, необходимую для получения максимального наполнения цилиндров двигателя для данного числа оборотов, предлагается рассчитывать по формуле

$$L = \frac{C \varphi}{6 K n} \text{ м, где } L \text{ — длина впускного трубопровода от горловины клапана до кромки воздухоочистителя; } C \text{ — скорость звука во впускном трубопроводе, м/сек. По данным [2] } C = 340 \text{ м/сек; } \varphi \text{ — угол поворота коленчатого вала в градусах, на протяжении которого подъем впускного клапана превышает 1,5 мм; } \varphi = 200^\circ; n \text{ — число оборотов двигателя в минуту; } K \text{ — число повторных проходов волны давления по трубопроводу длиной } L \text{ м за } \varphi \text{ градусов поворота коленчатого вала.}$$

Для индивидуальных и разветвленных трубопроводов, равной длины в работе [2] рекомендуется принимать числа двойных проходов 2; 3; 4 и 5, т.е.  $K = 4; 6; 8; 10$ . Для разветвленных трубопроводов разной длины четырехцилиндрового двигателя предлагается формула расчета средней длины  $L_{\text{ср}} = \frac{C}{6 K_{\text{ср}} n}$  м, где  $K_{\text{ср}} = \frac{K_1 + K_2}{2}$ ;  $K_{\text{ср}} = 5; 7; 9; 11$ , а  $K_1$  и  $K_2$  — целые четные числа 4, 6, 8 и 10.

Опыты по подбору оптимальных средних длины и объема впускного трубопровода проводились при средних длинах 0,84; 0,94; 1,04; 1,19; 1,29 и диаметре изменяемого участка трубопровода, равном 0,06 м, на режимах 1700—2250 об/мин и  $p_e = 6,5 \text{ кг/см}^2$ .

Результаты опытов показали (рис. 4), что ошибка расчета средней длины впускного тракта не превысила 2%, а средний объем впускных трубопроводов, обеспечивающий максимальное наполнение, равен 2,66 л.

Для получения близких значений коэффициента наполнения двигателя Д-240 на номинальном режиме 2200 об/мин и режи-

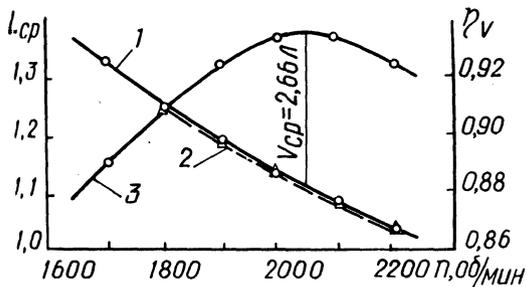


Рис. 4. Средние длина  $L_{cp}$  и объем  $V_{cp}$  впускных трубопроводов, обеспечивающие максимальный коэффициент наполнения  $\eta_v$  при разных оборотах коленчатого вала  $n$ :  
 1—  $L_{cp}$  расчет; 2—  $L_{cp}$  экспл  
 3—  $\eta_v$  при  $L_{cp}$  оптим.

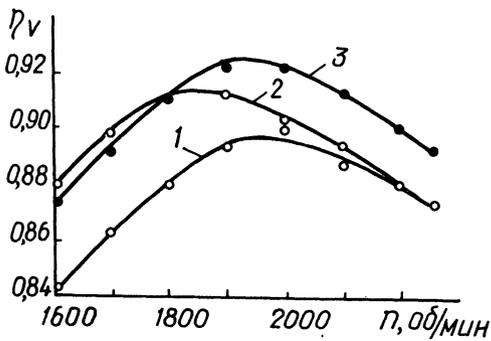


Рис. 5. Коэффициент наполнения  $\eta_v$  в зависимости от  $n$  при разных фазах впуска и впускных трубопроводах:  
 1— фазы впуска:  $17^\circ-56^\circ$ , длина впускных трубопроводов  $L_{cp} = 1,29$  м, объем  $V_{cp} = 3,17$  л;  
 2—  $16^\circ-46^\circ$ ,  $L_{cp} = 1,29$  м,  $V_{cp} = 3,17$  л;  
 3—  $16^\circ-46^\circ$ ,  $L_{cp} = 1,18$  м,  $V_{cp} = 2,66$  л.

ме максимального крутящего момента 1700 об/мин приняли среднюю длину трубопроводов:

$$L_{cp} = \frac{L_{1\text{ ср.опт}} + L_{2\text{ ср.опт}}}{2} = 1,18 \text{ м, где } L_{1\text{ ср.опт}} \text{ и}$$

$L_{2\text{ ср.опт}}$  — средние длины трубопроводов, обеспечивающие максимальное наполнение при 2200 и 1700 об/мин соответственно.

Сравнительные испытания показали (рис. 5), что подобранный впускной трубопровод обеспечивает на режимах 1700—1800 об/мин наполнение, одинаковое с исходным трубопроводом, а при повышении оборотов обеспечивает постепенное увеличение и на режимах 2000—2250 об/мин повышает коэффициент наполнения на 0,02 по сравнению с последним.

Подобранные фазы впуска и впускной тракт обеспечили на режимах 1700—2200 об/мин коэффициент наполнения на

0,02—0,03 выше, чем при существующих на двигателе Д-240. Повышение наполнения обеспечило снижение удельного расхода топлива на 2 г/э.л.с.ч на режиме 2200 об/мин,  $\rho_e = 7,2 \text{ кг/см}^2$  и на 4 г/э.л.с.ч на режиме 1700 об/мин,  $\rho_e = 7,5 \text{ кг/см}^2$ .

### В ы в о д ы

1. Подобранные фазы впуска и впускной тракт обеспечили коэффициент наполнения на 0,02—0,03 выше во всем рабочем диапазоне оборотов двигателя Д-240.

2. Предложенный расчет средней длины впускных трубопроводов для четырехцилиндрового тракторного дизеля позволяет значительно сократить исследовательские работы.

### Л и т е р а т у р а

1. Шевцов П.П., Терский Б.К. Исследование работы газораспределительного механизма, позволяющего изменять фазы на работающем двигателе. — "Автомобильная промышленность", 1966, № 11. 2. Broome D. Induction ram. — "Automobile engineer", 1969, № 4, 5, 6.

А.Г. Латокурский

### НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ А-41 ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Эффективность системы жидкостного охлаждения может быть значительно повышена увеличением температуры охлаждающей жидкости, при котором возрастает отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора за счет увеличения температурного напора между теплоносителем в радиаторе и окружающей средой. В последнее время появилось ряд трудов, ставящих целью изучить показатели рабочего процесса различных по конструкции и размерам двигателей, работающих с повышенной температурой охладителя. Однако большая часть этих исследований проведена на сравнительно тихоходных двигателях большой размерности (судовых, тепловозных и стационарных). Работа двигателей автотракторного типа в условиях высокотем-