

ка. - М., 1961. - 824 с. 5. Келдыш М.В., Шимми переднего колеса трехколесного шасси. - Труды ЦАГИ им. проф. Жуковского, 1945, № 564, с. 1-34. 6. Неймарк Ю.И., Фураев Н.А. Динамика неголономных систем. - М., 1967. - 520 с. 7. Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель / Под общ. ред. А.А.Хачатурова. - М., 1976. - 536 с. 8. Есипов М.И. Уравнения неголономных связей, наложенных на катящееся колесо с эластичной шиной: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М., 1953. - 25 с. 9. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. - Минск, 1979, вып. 10. - 240 с.

УДК 621.436

Г.М.Кухаренок, канд.техн.наук,
Д.М.Пинский (БПИ)

ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ФД-22 НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ Д-240

Одним из конструктивных параметров распылителя форсунки, который существенно влияет на протекание процесса впрыска топлива, является суммарное эффективное сечение сопловых отверстий μf . С изменением его величины меняется давление и продолжительность впрыска, качество распыливания топлива и его распределение по камере сгорания. Характер влияния эффективного сечения на показатели работы дизеля и допустимые отклонения его от оптимальных значений определяются способом смесеобразования.

В статье приводятся результаты исследования влияния величины эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 с учетом подъема иглы распылителя на экономические и динамические показатели рабочего цикла форсированного тракторного дизеля Д-240.

Исследовались четырехсопловые распылители с различными диаметрами сопловых отверстий, обеспечивающими значения эффективных сечений сопловых отверстий без иглы $\mu_c f_c$, лежащих в диапазоне 0,19-0,33 мм², остальные параметры распылителей соответствовали ТУ 23.1.184-76Е. Для проведения испытаний подбирались распылители с разными μf , у которых пролив на стенде постоянного давления корпусов через центральное отверстие диаметром 6 мм и топливоподводящие каналы, а также пролив распылителей в сборе с иглой при максимальном ходе иглы $h_{и} = 0,3$ мм равнозначны (см. табл. 1).

Таблица 1

Результаты безмоторных испытаний распылителей

Номер распылителя	Эффективное проходное сечение		
	пролив через центральное отверстие $\mu_c f_c$, мм ²	пролив через топливоподводящие каналы $\mu_c f_c$, мм ²	пролив в сборе с иглой при $h_{и} = 0,3$ мм $\mu_{э} f_c$, мм ²
1	0,194	0,195	0,195
2	0,226	0,224	0,227
3	0,248	0,248	0,249
4	0,266	0,267	0,265
5	0,290	0,292	0,292
6	0,308	0,308	0,313
7	0,334	0,334	0,332

Все испытания проводились с одной форсункой. Для обеспечения больших подъемов иглы распылителя в корпусе форсунки сделана проточка глубиной 0,2 мм. Взятый для испытания корпус форсунки не влиял на величину эффективного сечения распылителей при проливе их в сборе.

Моторные испытания опытных распылителей проводились на одноцилиндровой установке, укомплектованной узлами и деталями дизеля Д-240. Установка оснащена автоматическими устройствами для поддержания теплового режима двигателя и измерения расходов топлива и воздуха [1]. Она имеет приспособление для изменения угла опережения впрыска топлива на работающем двигателе путем поворота корпуса топливного насоса. Форсунка снабжена устройством для изменения величины подъема иглы с помощью микрометрического винта.

Индицирование двигателя осуществлялось пьезоэлектрическим индикатором с записью индикаторных диаграмм на девятишлейфовом осциллографе 9SO-1F.

Перед началом моторных испытаний были сняты гидравлические характеристики опытных распылителей.

На одноцилиндровой установке при ходах иглы 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,27; 0,30 мм для каждого распылителя снимались следующие характеристики:

регулируемые по углу опережения впрыска топлива для номинального режима $n = 2200$ об/мин и $p_i = 0,89$ МПа. По этим характеристикам определяется оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива;

нагрузочные для номинального скоростного режима ($n =$

= 2200 об/мин) и скоростного режима, соответствующего получению максимального крутящего момента ($n = 1700$ об/мин).

При снятии нагрузочных характеристик для каждого хода иглы устанавливался оптимальный угол опережения впрыска топлива.

Путем обработки регулировочных и нагрузочных характеристик определены зависимости удельного индикаторного расхода топлива g_i и оптимального установочного угла опережения впрыска топлива $\theta_{\text{опт}}$ от высоты подъема иглы $h_{\text{и}}$ для распылителей с различным μf при $p_i = 0,89$ МПа, $n = 2200$ об/мин и $n = 1700$ об/мин. На рис. 1 и 2 приведены зависимости g_i, θ и μf от высоты подъема иглы для номинального скоростного режима, а также гидравлические характеристики опытных распылителей.

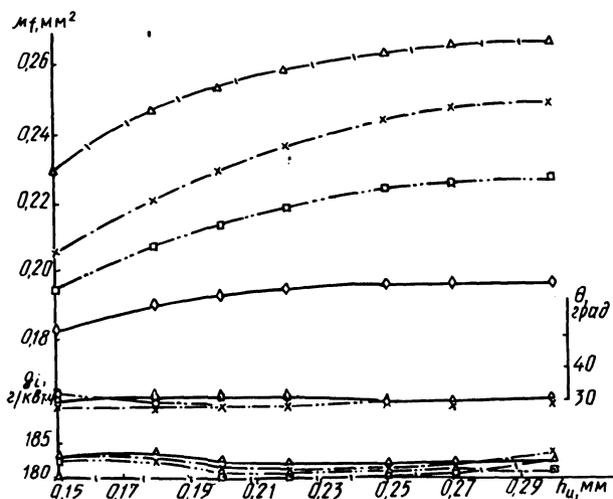


Рис. 1. Зависимость g_i, θ и μf от высоты подъема иглы распылителя ($n = 2200$ об/мин, $p_i = 0,89$ МПа):

$\diamond - \mu_3 f_c = 0,195 \text{ мм}^2$; $\square - \mu_3 f_c = 0,227 \text{ мм}^2$; $\times - \mu_3 f_c = 0,249 \text{ мм}^2$; $\Delta - \mu_3 f_c = 0,265 \text{ мм}^2$.

Анализ полученных данных показывает, что изменение высоты подъема иглы распылителя от 0,15 до 0,30 мм изменяет индикаторную экономичность двигателя на номинальном скоростном режиме не более чем на 2–3 г/кВт·ч. При этом оптимальные углы опережения впрыска топлива равны 30 или 32 град п. к. в. Минимум удельного расхода топлива для большинства распылителей получен при $h_{\text{и}} = 0,22$ – $0,27$ мм. При $n = 1700$ об/мин влияние подъема иглы на экономичность более заметно. В ис-

следуемом диапазоне изменения $h_{и}$ расход меняется на 3–4 г/кВт·ч. Так, для распылителя, имеющего эффективное сечение сопловых отверстий, с иглой при максимальном ходе $\mu_{э} f_c = 0,249 \text{ мм}^2$ на номинальном скоростном режиме при $h_{и} = 0,3 \text{ мм}$ $g_i = 180 \text{ г/кВт ч}$, при $h_{и} = 0,22 \text{ мм}$ $g_i = 179,5 \text{ г/кВт·ч}$, при $h_{и} = 0,15 \text{ мм}$ $g_i = 183 \text{ г/кВт·ч}$ (рис. 1). На скоростном режиме, соответствующем получению максимального крутящего момента, значения g_i составляют соответственно 188 г/кВт·ч, 184 г/кВт·ч и 187 г/кВт·ч.

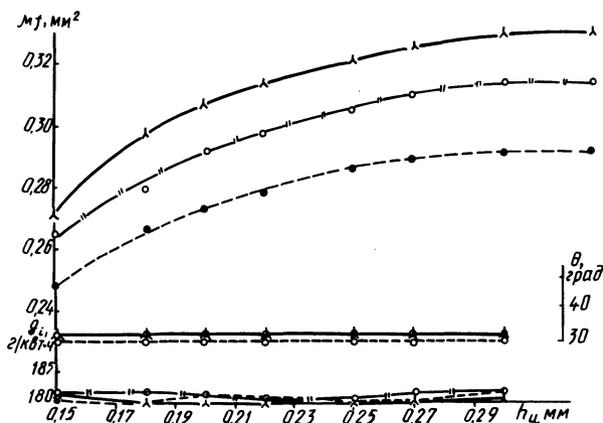


Рис. 2. Зависимость g_i , θ и μf от высоты подъема иглы распылителя ($n = 2200 \text{ об/мин}$, $p_i = 0,89 \text{ МПа}$):

— $\mu_{э} f_c = 0,292 \text{ мм}^2$; о — $\mu_{э} f_c = 0,314 \text{ мм}^2$;
 λ — $\mu_{э} f_c = 0,332 \text{ мм}^2$.

По зависимости $g_i = f(h_{и})$ с учетом гидравлических характеристик распылителей определены минимальные удельные расходы топлива и соответствующие им установочные углы опережения впрыска топлива (рис. 3). При этом получено, что изменение $\mu_{э} f_c$ от 0,22 до 0,33 мм^2 при оптимальных подъемах иглы практически не влияет на экономичность двигателя. На номинальном режиме g_i составляет $\sim 180 \text{ г/кВт·ч}$.

Некоторое ухудшение экономичности отмечено при работе с распылителем, имеющим $\mu_{э} f_c = 0,195 \text{ мм}^2$. При $n = 2200 \text{ об/мин}$ оно составляет 2 г/кВт·ч, при $n = 1700 \text{ об/мин}$ $\sim 3 \text{ г/кВт·ч}$. Это ухудшение, вероятно, связано с увеличением продолжительности впрыска топлива и соответствующим ростом продолжительности сгорания [2].

Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива для распылителей с различным $\mu_{э} f_c$ практически одинаков и равен 31 град п. к. в.

Влияние μf на динамические показатели цикла оценивалось по скоростям нарастания давления и максимальным давлениям сгорания при $p = 0,89$ МПа, полученным в результате обработки индикаторных диаграмм (табл. 2).

Из приведенных данных следует, что изменение $\mu_{\Sigma} f_c$ от 0,195 до 0,332 мм² несколько увеличивает максимальное давление цикла. На номинальном режиме это увеличение составляет 0,6 МПа, или 8%. При этом жесткость процесса сгорания практически не меняется.

На номинальном скоростном режиме работы при применении распылителей с различными $\mu_{\Sigma} f_c$ максимальное давление сгорания не превышает 8,0 МПа, жесткость сгорания - 0,85 МПа/град.

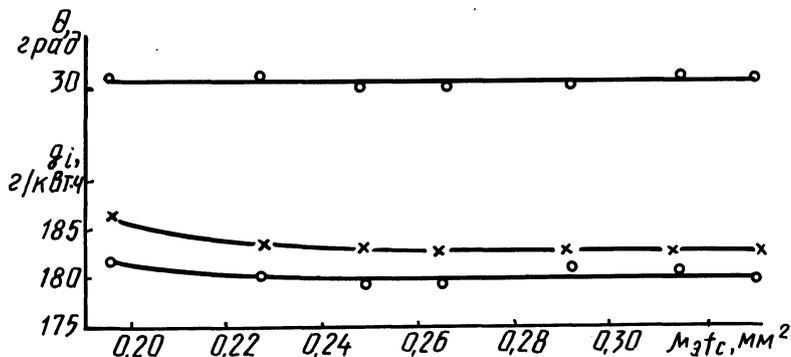


Рис. 3. Зависимость минимального удельного индикаторного расхода топлива и оптимального установочного угла опережения впрыска топлива от μf при $p_1 = 0,89$ МПа:

o - $n = 2200$ об/мин; x - $n = 1700$ об/мин.

Таблица 2

Показатели процесса сгорания

Номер распылителя	Максимальное давление цикла p_{max} , МПа		Жесткость процесса сгорания $dp/d\psi$, МПа/град	
	$n = 2200$ об/мин	$n = 1700$ об/мин	$n = 2200$ об/мин	$n = 1700$ об/мин
1	7,4	8,1	0,80	1,00
2	7,3	8,1	0,85	0,98
3	7,3	8,0	0,77	0,99
4	7,5	7,9	0,86	1,05
5	7,8	8,0	0,80	1,10
6	8,0	8,5	0,79	1,10
7	8,0	8,3	0,79	0,98

Некоторое увеличение максимального давления цикла с ростом эффективного проходного сечения сопловых отверстий связано с уменьшением продолжительности впрыска топлива [2].

Проведенные исследования показали, что изменение эффективного проходного сечения сопловых отверстий распылителей форсунок ФД-22 от 0,22 до 0,33 мм² практически не влияет на экономические и динамические показатели рабочего цикла дизеля Д-240.

Л и т е р а т у р а

1. Бренч М.П., Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Автоматические устройства стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания. - В сб.: Автотракторостроение. Минск, 1975, вып. 7, с. 210-213. 2. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. - Л., 1972, с. 232.

УДК 631.372 - 629.11.012.5

В.В.Пясецкий, канд. техн. наук (ХПИ),
В.Н.Белковский, В.П.Бойков, канд.техн.наук(БПИ)

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

В настоящее время наиболее распространенной динамической моделью пневматической шины является модель Кельвина—Фойгта [1, 2, 3], состоящая из параллельно соединенных пружины с жесткостью s и демпфера с коэффициентом сопротивления k . Сила сопротивления сжатию этой модели определяется по формуле (x — перемещение):

$$P = sx + k\dot{x}. \quad (1)$$

Однако модель Кельвина—Фойгта не согласуется с физическими процессами, проходящими при деформировании шины. Так, в случае мгновенного нагружения шины нормальной нагрузкой ($\dot{x} \rightarrow \infty$) сила сопротивления деформированию по этой модели становится бесконечно большой ($\lim P \rightarrow \infty$).

В случае вынужденных гармонических колебаний по закону

$$x = x_0 \sin(\omega t + \theta), \quad (2)$$

где x_0 — амплитуда прогиба шины; ω — круговая частота колебаний; θ — начальная фаза, формула (1) примет вид

$$P = sx_0 \sin(\omega t + \theta) + kx_0 \omega \cos(\omega t + \theta). \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что с ростом ω второе слагаемое