

передней оси трактора в зависимости от коэффициента суммарной податливости рулевого привода происходит по закону, близкому к гиперболическому.

Л и т е р а т у р а

1. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Исследование поперечных колебаний управляемых колес трактора. – Тракторы и сельхозмашины, 1965, № 5. 2. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. – М., 1955. 3. Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неавтономных систем. – М., 1967. 4. Ясюкович Э.И. Автоматизация обработки и анализа результатов моделирования динамики движения транспортных средств на упругих пневматиках с применением ЭВМ. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Мн., 1979, вып. 14. 5. Мельников А.А. Некоторые вопросы проектирования и исследования подвески автомобиля. – Горький, 1973.

УДК 621.431

Г.М.Кухаренок, Д.М.Пинский,
В.А.Рожанский, В.И.Хатянович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФОРСУНКИ ФД-22 С ИЗМЕНЕННОЙ СИСТЕМОЙ ОТВОДА ТОПЛИВА ИЗ ПОЛОСТИ ПРУЖИНЫ

Улучшение технологичности форсунок и снижение затрат металлов на изготовление топливной системы дизелей может быть достигнуто совершенствованием системы отвода топлива из полости пружины, просочившегося в процессе впрыска между иглой и корпусом распылителя.

Возможный путь улучшения этой системы – применение форсунки с перепуском просочившегося между иглой и распылителем топлива в полость высокого давления через обратный клапан.

Конструкция такой форсунки, изготовленной на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры, показана на рис. 1.

Задача настоящей работы – исследование работоспособности форсунки с обратным шариковым клапаном.

Методика испытаний включала: определение показателей впрыска топлива на безмоторной установке при работе с насосами УТН-5 и НД-21; сравнительные испытания серийной и

опытной форсунок на одноцилиндровой установке с размерностью дизеля Д-240. При этом измерялось давление в полости пружины форсунки тензодатчиком и в топливопроводе высокого давления давлением пьезокварцевым датчиком.

Индицирование одноцилиндровой установки осуществлялось пьезоэлектрическим индикатором конструкции ЦНИДИ. При индицировании двигателя снимались как диаграммы единичных циклов с высокой скоростью развертки, так и диаграммы ряда последовательных циклов (15-20) с малой скоростью развертки - "гребенка" диаграмм. При обработке результатов индицирования определялась неравномерность протекания рабочих циклов по величине среднего максимального давления.

Испытания опытных форсунок с перепускным клапаном на безмоторном стенде с насосом УТН-5 показали, что форсунки работают при частотах вращения вала насоса 600-1100 об/мин. При этом давление в полости пружины устанавливается приблизительно равным остаточному давлению в топливопроводе плюс усилие затяжки пружины клапана. В процессе впрыска это давление несколько повышается за счет дополнительного сжатия топлива поднимающейся иглой.

Так, при $n = 1100$ об/мин и усилие затяжки шарикового клапана 0,5 МПа среднее давление в полости пружины равно 10,0 МПа, максимальное давление в полости 11,8 МПа, оста-

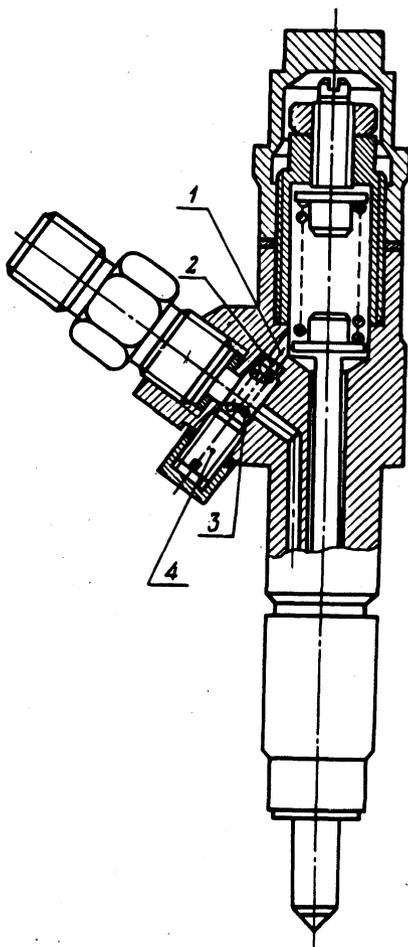


Рис. 1. Форсунка ФД-22 с перепускным шариковым клапаном: 1 - перепускной канал; 2 - шариковый клапан; 3 - пружина; 4 - регулировочный винт.

точное давление в топливопроводе 9,6 МПа, максимальное давление впрыска 33,5 МПа.

Снижение частоты вращения вала топливного насоса до значений менее 600 об/мин приводило к заклиниванию иглы форсунки.

Анализ результатов измерения давления в нагнетательном топливопроводе и полости пружины показал, что заклинивание форсунки при малой частоте вращения связано с тем, что при уменьшении оборотов растет остаточное давление в нагнетательном трубопроводе. Оно удерживает клапан в закрытом состоянии, что приводит к росту давления в полости пружины. В результате в последующих циклах растет давление начала впрыска, давление в полости пружины и остаточное давление. Этот процесс быстро развивается, и подача топлива прекращается. Так, в момент заклинивания иглы форсунки при $n = 350$ об/мин давление в полости пружины равно 26,0 а остаточное давление в топливопроводе 24,0 МПа.

Предварительные исследования позволили сделать вывод о невозможности работы опытных форсунок с насосом УТН-5, поэтому испытания с этим насосом на двигателе не проводились.

Были проведены безмоторные испытания опытной и серийной форсунок с насосом НД-21. Отличительной особенностью системы топливоподачи этого насоса является наличие наряду с нагнетательным клапаном обратного перепускного клапана, обеспечивающего разгрузку нагнетательного топливопровода до определенного давления.

В результате безмоторных испытаний установлено, что при изменении частоты вращения вала насоса от 125 до 1100 об/мин и неизменном положении дозатора наибольшая цикловая подача топлива обеспечивается серийной форсункой (рис. 2). Так, при $n = 1100$ об/мин подача топлива серийной форсункой составила 59 мг/цикл, опытной при затяжке перепускного клапана 5 МПа – 57 мг/цикл. Разница в величинах цикловой подачи топлива форсунками с уменьшением частоты вращения изменяется незначительно.

Увеличение усилия затяжки пружины перепускного клапана ведет к некоторому снижению цикловой подачи топлива. Так, при $n = 1100$ об/мин увеличение этого усилия с 0,5 до 3,0 МПа приводит к снижению цикловой подачи топлива с 57 до 55 мг/цикл.

Изменение системы отвода топлива из полости пружины при неизменных положениях дозатора и частоте вращения вала насоса вызывает изменение действительного угла опережения

впрыска топлива. Величина этого угла с опытной форсункой меньше, чем с серийной (рис. 2).

Отмеченное снижение цикловой подачи и действительного угла опережения впрыска топлива с опытной форсункой по сравнению с серийной связано с наличием давления в полости пружины. На исследованных режимах определялась величина этого давления, а также давления в нагнетательном топливопроводе. С изменением системы отвода просочившегося топлива максимальное давление впрыска при неизменном режиме работы практически не меняется.

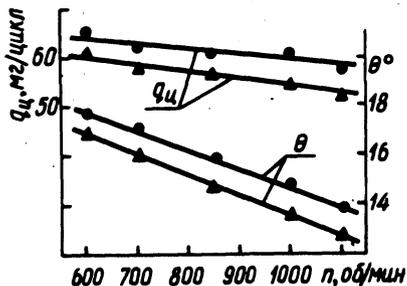


Рис. 2. Зависимость величины цикловой подачи топлива и действительного угла опережения впрыска топлива от частоты вращения вала топливного насоса при постоянном положении дозатора:

● — форсунка серийная; ▲ — форсунка с клапаном, $P_{к\lambda} = 5$ МПа.

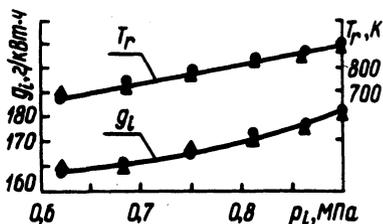


Рис. 3. Нагрузочная характеристика при $n = 2200$ об/мин:

● — форсунка серийная; ▲ — форсунка с клапаном.

Остаточное давление в трубопроводе при повышении частоты вращения вала насоса увеличивается. С применением опытных форсунок остаточное давление несколько выше, чем с серийным. Эта разница уменьшается с уменьшением частоты вращения вала насоса. Так, для форсунки с $p_{к\lambda} = 0,5$ МПа при $n = 1100$ об/мин она равна 0,7 МПа, при $n = 600$ об/мин — 0,5 МПа.

На следующем этапе работы были выполнены сравнительные испытания форсунок с насосом НД-21 на одноцилиндровой установке. Предварительно снимались характеристики по углу опережения впрыска топлива при $n = 2200$ об/мин и $p_i = 0,9$ МПа. Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива при работе одноцилиндровой установки с серийной форсункой получен равным 29° до ВМТ, а с опытной 32° до ВМТ.

Показатели работы двигателя с серийной и опытной форсунками сравнивались при работе по нагрузочным характеристикам при $n = 1200; 1400; 1700; 2000$ и 2200 об/мин. Для каждой форсунки характеристики снимались при неизменных установочных углах опережения впрыска топлива, соответствующих получению оптимальных показателей на номинальном режиме. Нагрузочная характеристика, снятая при $n = 2200$ об/мин, приведена на рис. 3.

Анализ нагрузочных характеристик показывает, что обе форсунки обеспечивают практически одинаковую экономичность во всем диапазоне нагрузок.

На номинальном режиме работы ($n = 2200$ об/мин, $P_i = 0,9$ МПа) удельный индикаторный расход топлива с серийной и опытной форсунками равен 181 г/кВт.

Изменение усилия затяжки шарика от $0,5$ до $3,0$ МПа также практически не влияет на экономичность двигателя.

Проведено индицирование двигателя с серийной и опытной форсунками. Результаты обработки индикаторных диаграмм представлены в табл. 1. Для опытной форсунки $P_{кл} = 0,5$ МПа.

Таблица 1. Результаты исследования процесса сгорания

Показатели	Форсунка	Режим работы		
		$n =$	$n =$	$n =$
		$=1200$ об/мин	$=1700$ об/мин	$=2200$ об/мин
		$P_i =$ $=0,82$ МПа	$P_i =$ $=0,885$ МПа	$P_i =$ $=0,9$ МПа
Максимальное давление	Серийная	7,6	7,9	7,6
P_{max} , МПа	Опытная	7,4	8,1	7,4
Скорость нарастания давления	Серийная	1,27	1,0	0,76
$\frac{dp}{d\varphi}$, МПа/град	Опытная	1,18	0,92	0,76
Угол опережения воспламенения, град до ВМТ	Серийная	3,2	6,3	2
	Опытная	3,4	6,8	2
Степень неравномерности последовательных циклов	Серийная	0,016	0,029	0,0245
	Опытная	0,016	0,018	0,016

Как видно из таблицы, p_{\max} и $dp/d\varphi$ при использовании различных форсунок не изменяются. Так, при $p_i = 0,9$ МПа и $n = 2200$ об/мин для серийной форсунки $p_{\max} = 7,0$ МПа, $p_i = 0,76$ МПа/град, для форсунки с перепуском топлива $p_{\max} = 7,4$ МПа, $p_i = 0,8$ МПа/град.

Момент воспламенения топлива во всех случаях получился практически одинаковым. Степень неравномерности рабочего процесса для испытанных форсунок не превышала 3%, что свидетельствует об устойчивой работе двигателя с этими форсунками.

Выводы 1. С насосом УТН-5 опытные форсунки с обратным клапаном на средних и малых частотах вращения вала насоса не работают.

2. С насосом НД-21 опытные форсунки работают в исследованном диапазоне частоты вращения вала насоса (150-1100 об/мин).

3. При работе опытных форсунок с насосом НД-21 и неизменном положении дозатора насоса уменьшается цикловая подача и действительный угол опережения впрыска топлива, что связано с наличием давления в полости пружины.

4. Установочный угол опережения впрыска топлива при применении опытных форсунок на 3° п.к.в. больше, чем для серийных.

5. Показатели рабочего цикла и процесса сгорания дизеля Д-240 при применении опытных и серийных форсунок с насосом НД-21 в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 1200 до 2200 об/мин практически одинаковы.

УДК 621.431.631

Б.Е.Пышкин

ПРИБОР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Совершенствование конструкции автомобильного дизеля требует знания его нагруженности в реальных условиях эксплуатации. Эксплуатационный режим работы двигателя можно оценить по развиваемому крутящему моменту M и частоте вращения коленчатого вала n . Непосредственное измерение крутящего момента двигателя на автомобиле представляет определенную трудность. В связи с этим используются косвенные