

НЕИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Крохотин Ю.М. (Воронежская государственная лесотехническая академия)

Известно, что топливные системы непосредственного действия (ТСНД) на некоторых режимах работают плохо. Особенно это касается тепловозных дизелей. При подачах соответствующих режиму холостого хода игла форсунки не доходит до упора и от цикла к циклу поднимается на разную высоту. Процесс топливоподачи и рабочий процесс дизеля нестабильны [1, 2], работа газодизелей сопровождается пропусками рабочих циклов [3]. Для подач топлива, соответствующих номинальному режиму, характерным недостатком являются самопроизвольные подпрыскивания топлива. По данным [4] наибольшая продолжительность подпрыскиваний топливной аппаратуры дизеля 10ДН20,7/2х25,4 наблюдается при $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ и по количеству составляет 9...12 % от номинальной цикловой подачи. Попытки улучшить работу аппаратуры на одном из режимов приводили к ухудшению работы на других режимах.

Нам удалось разработать основные принципы, в соответствии с которыми работа ТСНД принципиально меняется. В целом, конструкция ТС осталась неизменной. Изменения коснулись лишь форсунки. Во-первых, форсунка стала электрогидравлической; во-вторых, форсунка имеет комбинированное запираение (в начале подъёма и в конце опускания – гидравлическое, в конце подъёма и начале опускания - гидромеханическое); в-третьих, форсунка снабжена перепускным клапаном, имеющим электромагнитный или пьезоэлектрический привод.

Клапан установлен между подыгольной и гидрозапорной камерами (рис. 1).

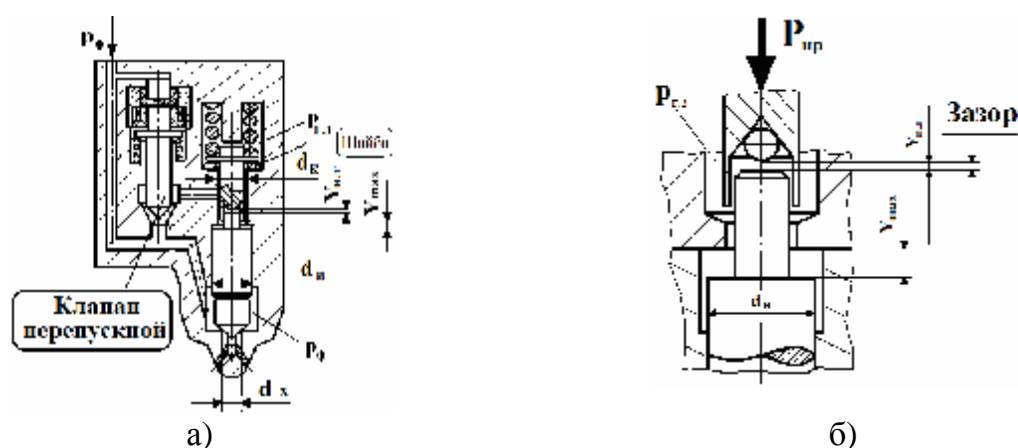


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки, имеющей перепускной клапан и комбинированное запираение иглы: а – общая схема форсунки; б – положение иглы и штанги при гидравлическом запираении

Комбинированное запираение достигается установкой под штангу регулировочной шайбы необходимой толщины (рис. 1а). В начале подачи топлива штанга подвешена. Пружина не действует на иглу (рис. 1б). Величина остаточного давления в топливопроводе может быть относительно низкой (например, 5 МПа) или достаточно большой (10,0...40,0 МПа). В любом случае игла плотно прижата к запирающему конусу распылителя, так как сверху давление p_0 действует на всю площадь сечения прецизионной направляющей иглы, а снизу – лишь на дифференциальную площадку.

В начале подачи топлива перепускной клапан открыт, подыгольная камера составляет с гидрозапиряющей камерой единый объём (рис. 2а).

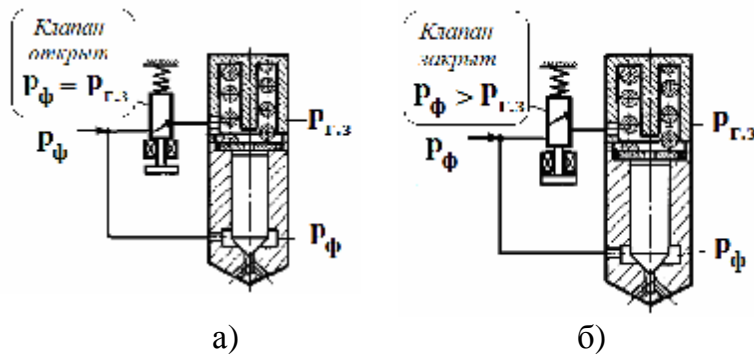


Рис. 2. Работа перепускного клапана:
а – положение клапана в начале подачи топлива;
б – положение клапана в начале впрыскивания топлива

Давление p_ϕ , создаваемое секцией ТНВД, увеличивается как под иглой, так и над иглой. Игла остаётся неподвижной. После того, как давление достигнет заданной величины, например, 30...50 МПа, перепускной клапан закрывается (рис. 2б). Давление под иглой продолжает увеличиваться, давление в гидрозапиряющей камере остается неизменным. Когда сила со стороны подыгольной камеры станет больше силы гидравлического запираения, игла начинает подниматься. В этом случае давление под иглой, определяемое давлением гидрозапиряения, равно 45...75 МПа. Таким образом, на проблемном режиме холостого хода можно получить давление начала подъёма иглы величиной 45 и более МПа.

Ускорение, с которым движется игла, определяется по зависимости (1):

$$\frac{d^2 Y_u}{dt^2} = \frac{K_{100}((f_u - f'_u)p_\phi + f'_u p_c - f_k p_{г.з} - (f_u - f_k)p_{тор} - K_{101}(P_{пр.у} + C_{пр.у}(Y_u - Y_{у.э})))}{m_u + K_{101}(m_{н.у} + \frac{1}{3}m_{пр})}, \quad (1)$$

где K_{100}, K_{101} – ступенчатые функции, принимающие на разных этапах движения иглы значения 1 или 0; f_u – площадь сечения иглы форсунки по диаметру её прецизионной части; f'_u – площадь сечения иглы по посадочному диаметру; p_ϕ – давление в камере распылителя выше запирающего конуса; p_c – давление в сопловом канале распылителя (давления впрыскивания); f_k – площадь канала хвостовика иглы; $p_{г.з}$ – давление топлива в гидрозапирной камере после закрытия клапана; $p_{тор}$ – давление над торцом иглы, контактировавшим с корпусом форсунки при максимальном подъёме иглы; $P_{пр.у}$ – усилие от предварительного сжатия пружины форсунки; $C_{пр.у}$ – жесткость пружины форсунки; Y_u – текущее значение перемещения иглы; $Y_{у.э}$ – ход иглы до подвижного упора; m_u – масса иглы форсунки; $m_{н.у}$ – масса подвижного упора; $m_{пр}$ – масса пружины.

В начале подъёма иглы на протяжении хода $Y_{и.г}$ $K_{100} = 1$, $K_{101} = 0$. Игла не встречает противодействие пружины и перемещается с максимальной скоростью.

После того как игла упрётся в штангу, ускорение движения иглы резко уменьшается (в формуле 1 $K_{101} = 1$). Уменьшение ускорения влечёт за собой уменьшение скорости dY/dt . Изменяя значения $P_{пр}$, $p_{г.з.з}$, $Y_{и.г}$ можно получить трапецевидное, ступенчатое или двухразовое впрыскивание (рис. 3).

После того, как игла поднимется на полную высоту, торец иглы прижимается к корпусу форсунки и давление со стороны гидрозапиряющей камеры начинает действовать на меньшую площадь, определяемую диаметром d_k отверстия под хвостовик распылителя (рис. 4).

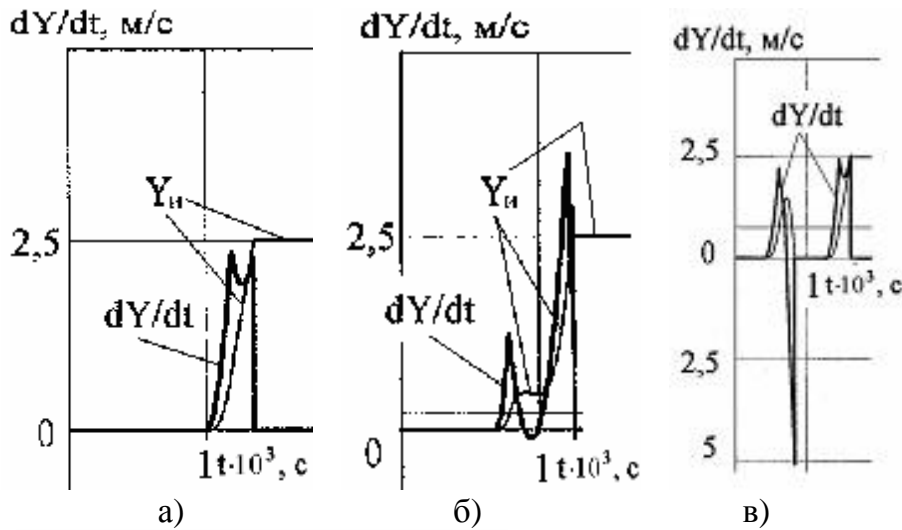


Рис. 3. Характер движения иглы в зависимости от значений регулируемых параметров:
 а – единичное впрыскивание;
 б – ступенчатое впрыскивание;
 в – двухразовое впрыскивание.

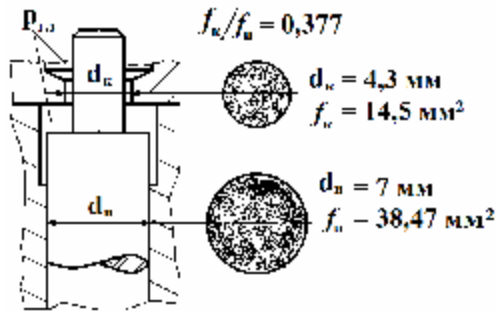


Рис. 4. Уменьшение рабочей площади иглы после её подъёма на максимальную высоту.

Для форсунок дизелей 6(8)ЧН21/21 $d_k = 4,3\text{ мм}$, а $f_k = 14,5\text{ мм}^2$. При таких размерах игла находится на верхнем упоре даже в случае $p_\phi = p_{\phi \text{ max}}$, то есть после того как игла поднялась на полную высоту, перепускной клапан можно открывать. Когда клапан открыт, давление в полости пружины ($p_{г.з}$) равно давлению под иглой (p_ϕ).

После того как в секции ТНВД наступит отсечка, давление в единой полости – подыгольная камера + гидрозапирающая камера – начинает уменьшаться до давления начала опускания иглы ($p_{ф.н.о}$). У форсунки-прототипа при $P_{пр} = 660\text{ Н}$ давление начала опускания иглы ($p_{ф.н.о}$) равно 20,6 МПа. В новой топливной системе на иглу сверху давит как пружина, так и высокое давление топлива. Для неё давление начала опускания иглы равно 40 МПа. В начале движения игла опускается при гидромеханическом запирании. После того, как подвижный упор сядет на своё посадочное место, игла опускается под действием давления топлива со стороны гидрозапирающей камеры (гидравлическое запираение). Давление под иглой в момент посадки иглы на запирающий конус равно 38 МПа. Посадка иглы при столь высоком давлении обеспечивает качественное распыливание топлива в конце впрыскивания, когда условия смесеобразования наиболее затруднены.

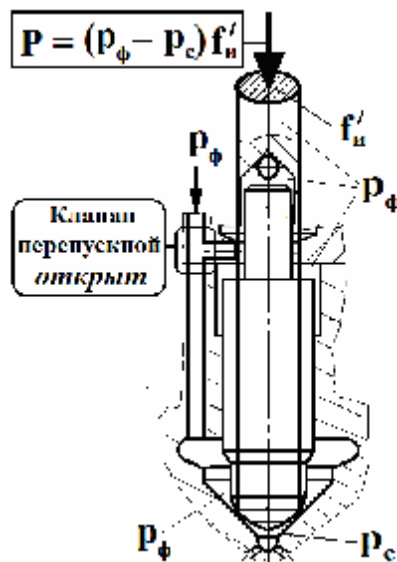


Рис. 5. Предпосылки для посадки иглы без подвпрыскиваний топлива

После посадки иглы давление в гидрозапирающей камере остаётся равным давлению под иглой выше сечения по запирающему конусу. Но сверху давление p_ϕ действует на всю площадь сечения прецизионной направляющей иглы (f_u), а снизу – лишь на дифференциальную площадку (f_u / f_u'). В целом иглу к запирающему конусу прижимает сила $P = (p_\phi /$

$p_c) f_u'$. Чем больше амплитуда колебаний давления p_ϕ за счёт волнового процесса, тем больше сила давления p_ϕ , больше сила P и плотнее посадка иглы. Подпрыскивания топлива невозможны (рис. 5).

Топливные системы непосредственного действия ещё далеко не изжили себя. Модернизация ТСНД по методу, предложенному в данной статье, позволит вывести их на уровень, сопоставимый с известными системами Common Rail или ТС с насос-форсунками, имеющими микропроцессорное управление.

Литература

1. Вейнблат М.Х., Корж С.А. Поиск причин аномалий процесса топливоподачи дизелей ДМ-21 (6ЧН21/21 и 8ЧН21/21) // Двигателестроение. 1991. № 1. С. 18-21.

2. Вейнблат М.Х., Федякин П.А. Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режимах холостого хода // Двигателестроение. - 1990. № 11. С. 8-10.

3. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта/ Г. А. Фофанов, Д. Н. Григорович, А. С. Нестрахов //Труды ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекс. 2008. 144 с.

4. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование/ Г. Б Федотов, Г. И. Левин. М.: Транспорт . 1983. - 192 с.

ПОЛУНАТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК СРЕДСТВО РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ

Кузнецов А.Г. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Одним из основных направлений обеспечения высоких требований по экологии, экономичности и динамическим показателям двигателей транспортных установок является совершенствование систем автоматического управления (САУ), которое идёт по пути использования в структуре регуляторов электронных микропроцессорных устройств (контроллеров).

В современных условиях жёсткой конкуренции двигателестроительных предприятий сократились сроки выпуска новых образцов двигателей. Поэтому разработка системы управления проводится одновременно с созданием самого двигателя методами комбинированного расчётно-экспериментального исследования и проектирования. Разработка элементов САУ, таких как электронный блок, датчики, исполнительные устройства опережает создание двигателя. В этом случае целесообразно продолжать разработку и отладку системы управления методом полунатурного моделирования, сопрягая натурные устройства автоматики с динамической моделью двигателя, которая имитирует его функционирование в реальном времени. Полунатурное моделирование позволяет сократить сроки разработки двигателя и его систем, а также снизить стоимость процесса разработки и испытаний системы управления двигателем.

Для проведения цифрового полунатурного моделирования разрабатывается комплекс аппаратных и программных средств, образующих стенд полунатурного моделирования. В натурную часть стенда входят микропроцессорный контроллер, управляющее устройство, датчики и исполнительные устройства САУ дизеля. Цифровая компьютерная модель описывает динамические свойства комбинированного двигателя и транспортной установки.

Основной особенностью работы стенда полунатурного моделирования является обмен информацией между натурной и модельной частями стенда в реальном