

УДК 629.1.032.001

Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов

ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ ПРИВОДА В СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ НА ПАРАМЕТРЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Для быстроходных дизелей существует проблема (помимо многих других) обеспечения достаточно малой продолжительности впрыска топлива в камеры сгорания, от решения которой непосредственно зависит качество теплового процесса, т. е. мощность и экономичность самих дизелей.

В принципе желательно, чтобы процесс впрыска был бы достаточно малым по времени. К примеру, для дизеля транспортного назначения со скоростью вращения числом оборотов коленчатого вала $n = 3000$ об/мин эта продолжительность должна составлять не более 1,0–1,2 мс.

Продолжительность впрыска зависит не только от так называемого активного геометрического хода h_r плунжера, топливного насоса высокого давления (ТНВД), и соответствующей ему продолжительности впрыска φ_r в углах поворота кулачкового вала (рис. 1), но и от упругой деформации кулачкового привода и степени сжимаемости аэрированного (насыщенного воздухом) топлива, а также от упругой деформации трубопроводов высокого давления.

Таким образом, реальная продолжительность впрыска φ_k фактически является суммой φ_r и поправки на общую упругую деформацию системы топливоподачи $\Delta\varphi_r$.

Эта поправка обычно велика, поскольку максимальное давление впрыска топлива в дизелях достигает 150 МПа и более, и потому вопрос оценки и выбора «суммарной» жесткости всей системы впрыска весьма актуален.

В практике иной раз даже имеют место парадоксы, когда для исключения недопустимой продолжительности впрыска приходится увеличивать давление впрыска, в принципе влекущее к обратному эффекту интенсификации упругой деформации.

Реально «условная» угловая деформация привода ТНВД, учитывающая, помимо ее упру-

гости, и упомянутую выше объемную деформацию, может быть определена по выражению

$$\Delta\varphi_r = \frac{M_k l}{GJ_0} = \frac{M_k}{K_{\Pi}},$$

где M_k — крутящий момент; $K_{\Pi} = \frac{GJ_0}{l}$ — жест-

кость привода; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа — модуль касательной упругости материала привода (стали); $J_0 = \pi d^4/32$ — момент инерции поперечного сечения стального стержня диаметром d и длиной l , имитирующего жесткость конкретного привода ТНВД.

Сам механизм влияния упругости привода на параметры топливоподачи (продолжительность, давление) представляется как следствие торможения скорости вращения n_k^0 кулачкового вала в процессе собственно впрыска топлива (по отношению к его номинальной скорости вращения n_k) сообразно скорости вращения коленчатого вала двигателя, так что

$$n_k^0 = n_k \frac{\varphi_r}{\varphi_r + \Delta\varphi_r}.$$

Согласно имеющимся данным по крутящему моменту*, в зависимости от жесткости кулачкового привода увеличение продолжительности впрыска за счет упругости привода составляет

$$\Delta\varphi_r = \frac{M_{\max}}{K_{\Pi}} = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4K_{\Pi}} p_r \frac{R_0 + r_0 + h_m}{\sqrt{\left[\frac{(\varepsilon_0 R_m + r_0) \omega_k}{c_m} \right]^2 - 1}},$$

а смещение начала впрыска по углу поворота кулачкового вала —

* Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. Тепловые двигатели. Двигатели автомобилей и тракторов [Текст]: Учебное пособие.— СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012.— С. 70–72, 77, 78.

$$\Delta\varphi = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4K_{\text{п}}} p_0 \frac{R_0 + r_0 + h_m}{\sqrt{\left[\frac{(\varepsilon_0 R_m + r_0) \omega_k}{c_m} \right]^2 - 1}}$$

В этих выражениях p_{T} — максимальное давление топлива при впрыске его форсункой; p_0 — давление открытия иглы форсунки; $d_{\text{п}}$ — диаметр плунжера ТНВД; c_m — средняя скорость плунжера за период впрыска; ω_k — фактическая (условная) частота вращения кулачкового вала ТНВД. Прочие данные, в принципе касающиеся геометрии и кинематических показателей размеров собственно кулачкового привода ТНВД (в данном случае привязанные к конкретному дизелю 6ЧН 21/21), представлены в подписи к рис. 1.

Известно, что количество Q истекающей под давлением p жидкости (топливо) за время t определяется выражением $Q = \mu_c f_c t \sqrt{2\rho_{\text{T}} p}$, где $\mu_c f_c$ — эффективное проходное сечение сопел распылителей, а ρ_{T} — плотность топлива.

Из этого выражения очевидно, что при прочих равных условиях (цикловая подача, плотность топлива, эффективное проходное сечение сопел распылителей) давление впрыска обратно пропорционально квадрату времени впрыска, то есть $p_{\text{T0}}/p_{\text{T}} = (t/t_0)^2$.

При этом относительно меньшему времени t соответствует большая угловая скорость вращения, обусловленная относительно большей жесткостью привода, но в то же время пропорциональная времени впрыска, и, следовательно, давление впрыска с учетом упругости привода может быть установлено по выражению

$$p_{\text{T}}/p_{\text{T0}} = (n_k/n_k^0)^2.$$

Расчеты по оценке влияния упругости привода на параметры впрыска рассмотрим на примере ТНВД конкретного двигателя — 6ЧН 21/21 — мощностью $N_e = 550$ кВт при скорости вращения коленчатого вала $n = 1500$ об/мин⁻¹ (скорость вращения кулачкового вала ТНВД $n_k = 750$ об/мин⁻¹) с угловой скоростью $\omega = 78,3$ 1/с, цикловой подачей топлива $g_{\text{ц}} = 0,47$ г/цикл; максимальным давлением впрыска $p_{\text{T}} = 73,5$ МПа

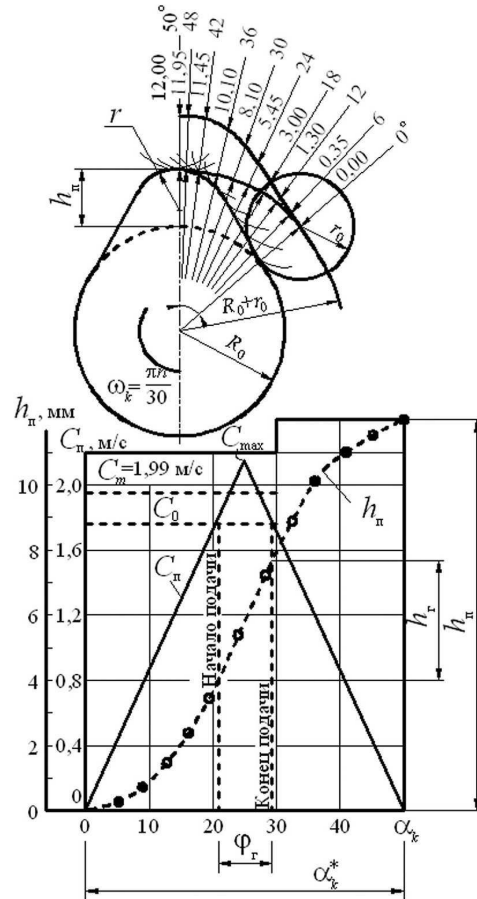


Рис. 1. Геометрические и кинематические показатели топливной аппаратуры дизеля 6ЧН 21/21:

$h_{\text{п}}$ — ход плунжера ТНВД; $C_{\text{п}}$ — скорость плунжера; α_k — угол поворота кулачкового вала; C_{max} — максимальная скорость плунжера; C_m — средняя скорость плунжера за период впрыска топлива; C_0 — начальная и конечная скорость плунжера за период его активного хода; φ_r — геометрическая продолжительность впрыска; α_k^* — угол подъема профиля кулачка; h_r — геометрически полезный ход плунжера; R_0 — радиус начальной окружности кулачка; r_0 — радиус ролика толкателя (привод плунжера)

[1]; отношением Δ фактической продолжительности впрыска φ_k к геометрической φ_r (рис. 1) $\Delta = \varphi_k / \varphi_r = 1,62$.

В то же время*

$$\frac{C_{\text{max}}}{\alpha_k^*} = \frac{C_{\text{max}} - C_0}{\varphi_r}$$

и

$$\varphi_T = (C_{\max} - C_0) \alpha_k^* / C_{\max} = 2(C_{\max} - C_m) \alpha_k^* / C_{\max}.$$

$$\text{При } C_{\max} = 12n_k h / \alpha_k^* = 12 \cdot 750 \cdot 0,012 / 50 = 2,16 \text{ м/с.}$$

При средней скорости плунжера в процессе впрыска $C_m = 1,99$ м/с и полном угле подъема профиля кулачка $\alpha_k^* = 50$ п.кул.в. с учетом представленного выше выражения имеем

$$\varphi_T = 2(2,16 - 1,99) \cdot 50 / 2,16 = 7,87 \text{ п.кул.в.}$$

Фактическая продолжительность впрыска

$$\varphi_k = \Delta\varphi_T = 1,62 \cdot 7,87 = 12,75 \text{ п.кул.в.}$$

В общих расчетах первоначально оценим давление впрыска для абсолютно жесткой системы привода ТНВД, при которой реальная продолжительность φ_k впрыска будет равна его геометрической продолжительности φ_T , а число оборотов кулачкового вала при впрыске соответствует его номинальному значению $n_k^0 = 750$ об/мин⁻¹.

Очевидно, что при реальной (с учетом наличия упругости) продолжительности впрыска $\varphi_k^0 = 12,75$ п.кул.в. угловая упругая деформация кулачкового вала составит $\Delta\varphi_T = \varphi_k^0 - \varphi_k = 12,75 - 8,87 = 4,88$ п.кул.в. (или 0,085 рад), а соответствующее число оборотов кулачкового вала ТНВД в этом случае составит

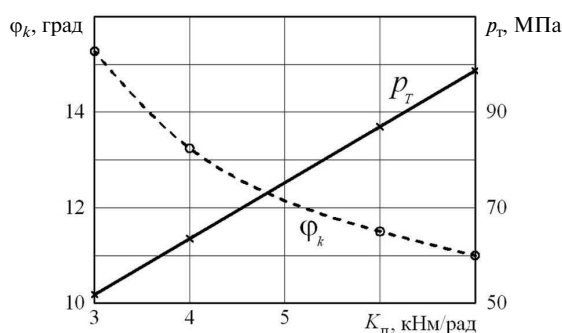


Рис. 2. Основные параметры впрыска топлива бЧН 21/21 в функции

условной жесткости привода ТНВД ($K_{\text{пн}}$):

p_T — максимальное давление впрыска топлива;
 φ_k — фактическая продолжительность впрыска по углу поворота кулачкового вала

$$n_k^0 = 750 \frac{7,87}{12,75} = 462,94 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда давление впрыска для абсолютно жесткого варианта привода

$$p_T = p_{T0} \left(n_k / n_k^0 \right)^2 = 73,5 \left(750 / 462,94 \right)^2 = 192,9 \text{ МПа.}$$

В то же время сама жесткость привода для упругого варианта составляет

$$K_{\text{пн}} = \frac{\pi d_{\text{пн}}^2}{4 \Delta\varphi_T} p_T \frac{R_0 + r_0 + h_m}{\sqrt{\left[\frac{(\varepsilon_0 R_m + r_0) \omega_k^0}{c_m^0} \right]^2 - 1}}.$$

Применительно к последнему расчетному выражению прежде следует оговориться, что для конкретной системы топливоподачи средняя скорость плунжера всегда пропорциональна угловой скорости кулачка, приводящего плунжер в движение, и потому отношение их числовых значений есть величина постоянная, независимо от частоты вращения кулачкового вала и в данном случае равная

$$\frac{\omega_k^0}{C_k^0} = \frac{\omega_k}{C_m} = \frac{\pi n_k}{30 C_m} = \frac{3,14 \cdot 750}{30 \cdot 1,99} = 39,45.$$

Поскольку сказанное справедливо и для соотношений c_m / ω_k , то по данным упомянутой работы* получаем

$$\frac{C_m}{(R_m + r_0) \omega_k} = \frac{1,99 \cdot 10^2}{(4,2 + 2,0) 78,5} = 0,409,$$

$$\frac{r_0}{R_m} = \frac{2,0}{4,2} = 0,48$$

Отсюда (см. рис. 1)

$$R_m = R_0 + h_{\text{пн}} / 2 = 36 + 12 / 2 = 42 \text{ мм,}$$

и конструктивный фактор равен $\varepsilon_0 = 1,075$.

Тогда «суммарная» жесткость реальной системы топливоподачи двигателя бЧН 21/21 равна

$$K_{\text{пн}} = \frac{3,14 \cdot 1,6^2 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 0,085} 73,5 \cdot 10^6 \times \frac{3,6 + 2,0 + 0,6}{\sqrt{\left[\frac{(1,075 \cdot 4,2 + 2,0) \cdot 39,45}{1,99 \cdot 10^2} \right]^2 - 1}} = 4,55 \cdot 10^3 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}}.$$

Относительное запаздывание начала впрыска топлива

$$\Delta\varphi = \frac{3,14 \cdot 1,6^2 \cdot 10^{-4}}{4 \cdot 4,55 \cdot 10^2} 22 \cdot 10^6 \times \frac{(3,6 + 2,0 + 0,6) \cdot 10^{-2}}{\sqrt{\left[\frac{(1,075 \cdot 4,2 + 2,0) \cdot 39,45}{10^2} \right]^2 - 1}} = 0,085 \text{ рад,}$$

или 1,48° п.кул.в..

По приведенным выше формулам, результаты расчета для значений жесткости $K_{\text{п}} = 3; 4; 6; 7$ кНм/рад, как и для значения $K_{\text{п}} = 4,55$ кНм/рад, представлены в таблице, а графически — на рис. 2.

Как видим, в зависимости от жесткости привода параметры топливоподачи существенно изменяются.

Так, в рассматриваемых довольно узких пределах изменения жесткости привода запаздывание момента начала впрыска топлива $\Delta\varphi_k$, соответствующее давлению открытия иглы форсунки $p_0 = 22$ МПа, изменяется более чем вдвое — от 2,21° до 0,95° п.кул.в. (см. таблицу), а по мере увеличения жесткости привода общая продолжительность впрыска убывает более чем на 4° п.кул.в. и давление впрыска возрастает на 47 МПа (см. рис. 2).

При этом в случае абсолютной жесткости привода ТНВД продолжительность впрыска составляет всего 7,87° п.кул.в., а максимальное давление впрыска p_T равно 192,9 МПа.

Следует заметить, что двигатель 6ЧН 21/21 является четырехтактным, и, следовательно, реальная продолжительность впрыска топлива уже по углу поворота коленчатого вала, собственно и определяющая характер протекания рабочего процесса, должна быть удвоена против таковой для кулачкового вала.

В то же время растягивание процесса топливоподачи достаточно существенно влияет на сокращение процесса истинного расширения рабочего тела (увеличивается период предварительного расширения), что снижает степень использования теплосодержания последнего и экономичность теплового процесса.

В частности, представляется, что по указанной причине для рассматриваемого дизеля 6ЧН 21/21 вариант привода с жесткостью $K_{\text{п}} = 3$ кНм/рад и менее не может быть рекомендован, поскольку общая продолжительность впрыска в данном случае составит более 30° п.кул.в. ($\varphi_k = 15,26^\circ$ п.кул.в.), т. е. будет недопустимо большой.

В общем итоге представляется, что рассмотренная методика математической оцен-

Основные параметры топливоподачи дизеля 6ЧН 21/21 в функции жесткости привода ТНВД ($K_{\text{п}}$)

$K_{\text{п}}$		$\Delta\varphi_r$, град	φ_k , град	n_k , мин ⁻¹	p_T , МПа	$\Delta\varphi_k$, град
кНм/рад	кНм/град					
1,00	0,52	7,39	15,26	386,8	51,31	2,21
4,00	0,69	5,54	13,41	440,2	66,4	1,66
4,55	0,79	4,88	12,75	462,9	73,5	1,46
6,00	1,05	3,70	11,57	510,2	89,3	1,11
7,00	1,23	3,16	11,03	535,1	98,2	0,95

$d_{\text{п}} = 16$ мм; $h_{\text{п}} = 12$ мм; $n_k = 750$ п.кул.в.; $\alpha_k^* = 50$ п.кул.в.; $\varphi_r = 7,87$ п.кул.в.; $C_m = 1,99$ м/с; $R_0 = 36$ мм; $r_0 = 20$ мм; $R_m = 42$ мм; $W_r = 390$ м/с²; $p_T = 73,5$ МПа

ки основных параметров топливоподачи в функции жесткости привода позволит существенно сократить время, связанное с модернизацией существующих или созданием новых дизелей.

Кстати говоря, в практике дизелестроения уже неоднократно имели место случаи, требую-

щие дополнительных затрат времени на доводку топливной аппаратуры, в частности при переходе от одноцилиндрового опытного отсека дизеля к многоцилиндровому его варианту, причем именно по причине растягивания процесса топливоподачи из-за недостаточной жесткости привода ТНВД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю.** Тепловые двигатели. Двигатели автомобилей и тракторов [Текст]: Учебное пособие.— СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012.— С. 70–72, 77, 78.