

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

УДК 629.12.8

В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец, В. П. Губанов

О НАЧАЛЕ ПОДЪЕМА ФОРСУНОЧНОЙ ИГЛЫ БЫСТРОХОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты экспериментальных исследований по влиянию давления начала подъема иглы форсунки на параметры процесса впрыскивания топлива. Уточнено в динамике реальное давление начала подъема иглы, которое значительно отличается от установленного давления в статике. Показаны условия возможного отрицательного явления подвпрыска топлива после окончания основного впрыска, т. к. в реальном процессе на качество посадки иглы влияет не только волновой процесс изменения давления впрыска топлива, но и упругая посадка иглы на седло. Вторичный подъем иглы после окончания впрыска оказывает значительное отрицательное влияние на протекание рабочего процесса дизеля, что приводит к дымному выпуску отработавших газов и повышению их температуры.

Ключевые слова: форсуночная игла, начало подъема иглы, насос золотникового типа, отсечка подачи топлива, плунжер.

Введение

Предварительный затяг пружины в закрытой форсунке обычно выбирается из условий обеспечения высокого давления топлива в период впрыска в цилиндр и резкой посадки иглы на седло. Вследствие этого давление топлива в форсунке, необходимое для отрыва иглы от седла, достигает 10–30 МПа. Эта величина проверяется в статических условиях на ручном прессе, после чего форсунка устанавливается на двигатель.

Во всех методах расчета топливных систем за начало движения иглы принимают момент, когда давление топлива в форсунке p_f равно давлению, соответствующему предварительному затягу форсуночной пружины p_0 . Считают также, что дополнительный подъем иглы возможен лишь в том случае, если давление топлива в форсунке после посадки иглы превысит давление p_0 .

При экспериментальном исследовании топливных систем быстроходных двигателей в Центральном научно-исследовательском дизельном институте (г. Санкт-Петербург) было отмечено следующее: величина давления топлива в форсунке в момент начала подъема иглы p'_0 иногда отличается от давления p_0 , что может существенно влиять на процесс впрыска топлива и качество его сгорания в цилиндре.

В связи с этим нами было проведено экспериментальное и теоретическое исследование, результаты которого приводятся ниже.

Исследование величины давления топлива в форсунке в момент начала подъема иглы

Опыты проводились на топливной системе, которая состояла из насоса золотникового типа и закрытой форсунки и была смонтирована на стенде. Стендовое оборудование позволяло изменять число оборотов кулачкового валика насоса от 300 до 1400 об/мин. Давление топлива регистрировалось пьезокварцевым индикатором, а подъем иглы – емкостным. Для исследуемой форсунки было показано, что осциллограммы давления, снятые в камере распылителя и перед фильтром форсунки, одинаковы.

В наших опытах фильтр был удален, что позволило расстояние от камеры распылителя до датчика уменьшить вдвое – до 6,5 см.

На рис. 1 приведена осциллограмма давления топлива в форсунке и подъема иглы. На кривой давления отмечен момент, соответствующий давлению предварительного затяга пружины, которое в опытах было равно $p_0 = 20$ МПа. Подъем иглы начинается лишь спустя $0,7 \cdot 10^{-3}$ с, когда давление достигает $p_0 = 27$ МПа (за это время волна давления распространится по длине трубопровода на 77 см).

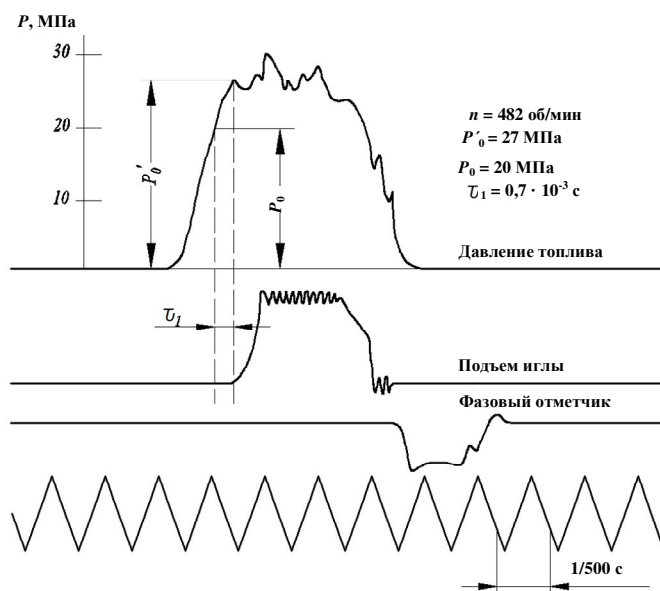


Рис. 1. Осциллограмма давления топлива в форсунке и подъема иглы

На рис. 2 дана зависимость давления топлива p'_0 от числа оборотов кулачкового валика при работе насоса с нагнетательными клапанами, имеющими разгружающий поясик (клапаны № 2, 3) и без него (клапан № 1). Из рис. 2 видно, что с увеличением числа оборотов от 500 до 1100 об/мин величина p'_0 возрастает на 10–15 МПа и зависит от высоты разгружающего пояска h . При дальнейшем увеличении оборотов p_0 практически не изменяется.

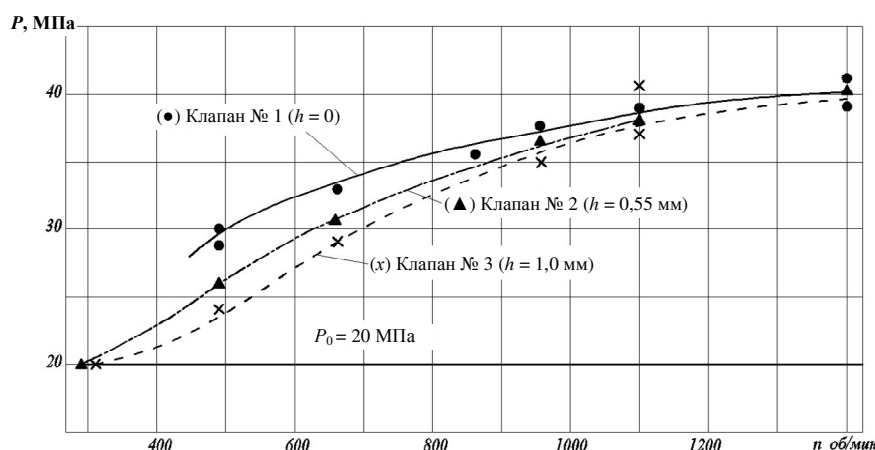


Рис. 2. Зависимость давления p'_0 от числа оборотов кулачкового вала n

Осциллограммы, снятые при $n = 300$ об/мин, показали, что давление p'_0 равно давлению p_0 .

Повышение давления впрыска в начале подъема иглы приводит к более качественному смесеобразованию в цилиндре. Необходимо также отметить, что значительное превышение величины p'_0 над давлением p_0 вызывает расхождения в расчетных кривых давления топлива в форсунке.

Так, расчет процесса впрыска топлива в случаях начала подъема иглы при $p_0 = 20$ МПа или $p'_0 = 40$ МПа показал заметное расхождение кривых давления топлива в форсунке на значительном участке впрыска (рис. 3).

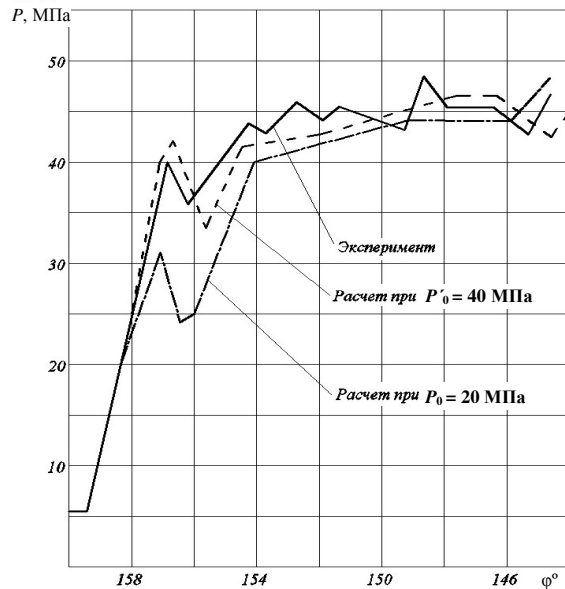


Рис. 3. Влияние величины давления топлива в начале подъема иглы на расчет впрыска

Из рис. 3 видно, что расчет процесса впрыска, в котором за начало движения иглы принят момент, соответствующий $p'_0 = 40$ МПа (определено из осциллограммы), дает значительно большее приближение расчетной кривой $p = f(\varphi)$ к экспериментальной.

Итак, из опыта видно, что при постоянной нагрузке пружины движение иглы начинается при разных значениях давления в форсунке.

Чтобы выяснить причины полученного явления, рассмотрим уравнение движения иглы, которое при учете сил трения записывается как [1]:

$$M_u \frac{d^2 y}{dt^2} = p_\phi f_u - K_u (y_0 + y) \pm R - v \frac{dy}{dt}, \quad (1)$$

где M_u – приведенная масса иглы; y – подъем иглы; f_u – площадь поперечного сечения иглы; K_u – жесткость пружины; p_ϕ – давление топлива в форсунке; R – сила кулонова трения; $v \frac{dy}{dt}$ – сила жидкостного трения; y_0 – предварительное сжатие пружины.

В наших опытах $K_u y_0 = 42,4$ кг, что соответствует $p_0 = 20$ МПа. Вследствие этого, пока на дифференциальную площадь иглы f'_u воздействует давление меньше 200 МПа, подъем иглы невозможен.

Для этого момента времени

$$y = 0; \quad \frac{dy}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = 0; \quad p_\phi = p'_0 = p_0; \quad f_u = f'_u.$$

Отсюда из уравнения (1) получим

$$p'_0 f'_u - K_u y_0 \pm R = 0. \quad (2)$$

Покажем на примере, что сила R , которой при расчетах обычно пренебрегают, не может вызвать значительного изменения в величине давления топлива в форсунке в момент начала подъема иглы.

При $R = 0,1$ кг, $K_u y_0 = 42,4$ кг, $f_u' = 0,213$ см² из уравнения (2) имеем $p_0' \cong 20,0$ МПа.

Если подъем иглы происходит при давлении $p_0' = 40$ МПа, то для того, чтобы уравнение (2) не было нарушено, необходимо иметь $R = 42,8$ кг, что невозможно.

Следовательно, трение иглы о корпус распылителя не может вызвать заметного увеличения давления открытия иглы, поэтому уравнение (2) для момента начала подъема иглы несправедливо.

Обработка осциллограмм показала, что время нарастания давления топлива в форсунке от величины остаточного давления в нагнетательном трубопроводе до давления открытия иглы составляет $0,2 \cdot 10^{-3} + 11 \cdot 10^{-3}$ с. Таким образом, происходит удар жидкости об иглу, который до начала движения иглы продолжается лишь несколько десятитысячных долей секунды. Вследствие этого момент начала движения иглы следует определять из уравнения удара жидкости об иглу.

Движение иглы возможно только в случае приложения к ней некоторого импульса. Ввиду того, что нагрузка пружины до начала движения иглы не изменяется, величина импульса зависит от остаточного давления топлива в камере распылителя. И действительно, площадь под кривой давления топлива на осциллограмме от начала подъема давления в форсунке до момента, соответствующего началу движения иглы, остается постоянной для всех режимов, снятых при одном и том же клапане, но при разных числах оборотов (в пределах точности обработки осциллограмм).

Давление топлива, умноженное на площадь дифференциальной площадки иглы, равно усилию F_c , создаваемому топливом на иглу:

$$F_c = p_\phi f_u'$$

Чтобы получить импульс $S(h)$, зависящий от остаточного давления в системе P_t (или, в первом приближении, от высоты разгружающего пояска h), надо силу F_c проинтегрировать по времени t в пределах продолжительности удара τ , т. е.

$$S(h) = \int_t^{t+\tau} F_c dt.$$

Этот импульс равен изменению количества движения жидкости

$$S(h) = m_T(u)_l - m_T(u)_{l_0}, \quad (3)$$

где m_T и $(u)_{l_0}$ – количество движения в начальный момент для топливных систем, обычно равно нулю; $(u)_l$ – скорость топлива при входе в форсунку; m_T – масса топлива.

Определим изменение количества движения топлива, поступившего в форсунку и создавшего повышение давления Δp :

$$\Delta p = p_0' - p_t. \quad (4)$$

Масса топлива, вошедшая в форсунку, равна:

$$m_t = \rho \alpha V_\phi \Delta p, \quad (5)$$

где ρ – массовая плотность топлива; α – коэффициент сжимаемости топлива; V_ϕ – объем камеры распылителя.

Скорость u в любом сечении трубопровода определяется уравнениями

$$\frac{du}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}; \quad \frac{du}{dx} = -\frac{1}{\alpha^2 p} \frac{dp}{dt},$$

которые имеют следующее решение:

$$\left. \begin{aligned} u(x,t) &= u_0 + \frac{1}{\alpha\rho} \left[F\left(t - \frac{x}{\alpha}\right) + W\left(t + \frac{x}{\alpha}\right) \right] \\ p(x,t) &= p_T + F\left(t - \frac{x}{\alpha}\right) - W\left(t + \frac{x}{\alpha}\right) \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где $u_0 = 0$ – скорость топлива перед началом следующего впрыска [2]; p – давление топлива; $F(t - x/\alpha)$ и $W(t + x/\alpha)$ – прямая и обратная волны давления; α – скорость распространения волн давления.

Скорость $(u)_l$ определим из равенств (6), в которых $x = l$, т. е.

$$(u)_l = \frac{1}{\alpha\rho} \left[2F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right) - p_0 + p \right],$$

или, учитывая (4),

$$(u)_l = \frac{1}{\alpha\rho} \left[2F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right) - \Delta p \right]. \quad (7)$$

Подставив значения m_T и $(u)_l$ из (5) и (7) в (3), получим

$$S(h) = m_l(u)_l = A \Delta p \left[2F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right) - \Delta p \right], \quad (8)$$

где

$$A = \frac{\alpha}{a} V_\phi.$$

Среднее значение мгновенной силы за время удара равно:

$$C_S = \frac{S(h)}{\tau} = \frac{A \Delta p \left[2F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right) - \Delta p \right]}{\tau}. \quad (9)$$

Функция $F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)$, входящая в формулу (9), находится из граничных условий у насоса.

Определим функцию $F(t)$, которая смещена от $F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)$ на $t = \frac{l}{\alpha}$.

Граничное условие у насоса без учета движения нагнетательного клапана запишется как

$$\alpha V_n \frac{dt_n}{dt} = f_n c_n - f_{тр}(u)_0, \quad (10)$$

где V_n – объем полости насоса вместе с надклапанной плоскостью [3]; p_n – давление топлива в насосе; f_n и c_n – площадь поперечного сечения и скорость плунжера; $f_{тр}$ – площадь трубопровода «в свету»; $(u)_0$ – скорость топлива при входе в трубопровод.

Давление и скорость топлива у насоса определяются из равенств (6) при $x = 0$. Так как время прохождения волною давления расстояния $2L = 1,45$ м составляет $1,32 \cdot 10^{-3}$ с, а запаздывание впрыска в наших опытах не превышало $1,1 \cdot 10^{-3}$ с, то в равенствах (6) для рассматриваемого периода времени функция $W(t)$ равна нулю, и эти равенства принимают вид

$$\left. \begin{aligned} p_n &= p_t + F(t) \\ (u)_0 &= \frac{1}{\alpha\rho} F(t) \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Из первого уравнения данной системы имеем

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{dF(t)}{dt}. \quad (12)$$

Подставив значение $\frac{dp_n}{dt}$ из (12) и $(u)_0$ из (11) в уравнение (10), получим

$$\alpha V_n \frac{dF(t)}{dt} + \frac{f_{тр}}{\alpha \rho} F(t) = f_{II} C_{II}. \quad (13)$$

При линейном законе движения плунжера уравнение (13) легко решается в конечном виде. Отсутствие надежных данных о величине τ не позволяет с помощью уравнения (9) определить среднюю силу удара C_s , поэтому мы не можем найти также численного значения величины Δp .

В связи с этим проведем только качественную оценку влияния числа оборотов на величину Δp .

Примем в рассматриваемом периоде впрыска скорость плунжера постоянной. Тогда увеличение скорости плунжера C_{II} прямо пропорционально числу оборотов кулачкового валика n , т. е.

$$C_{II} = bn,$$

где b – коэффициент пропорциональности.

Уравнение (13) удовлетворяется, если принять

$$F(t) = \frac{\alpha \rho}{f_{тр}} f_{II} C = \frac{\alpha \rho f_{II}}{f_{тр}} bn.$$

Отсюда увеличение числа оборотов n приводит к увеличению волны подачи $F(t)$. Такой же вывод можно получить (как показывают расчеты), если отбросить принятые допущения, однако зависимость будет более сложной.

Из равенства (8) получаем квадратное уравнение относительно Δp :

$$\Delta p^2 - 2F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)\Delta p + \frac{S(h)}{A} = 0,$$

откуда

$$\Delta p_{1,2} = F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right) \pm \sqrt{\left[F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)\right]^2 - \frac{S(h)}{A}}. \quad (14)$$

Второй корень Δp_2 , соответствующий знаку (–), следует отбросить, т. к. из расчета видно, что он противоречит физической сущности процесса.

При $S(h) = \text{const}$ формула (14) показывает, что увеличение $F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)$ приводит к росту Δp . Выше было доказано, что $F\left(t - \frac{l}{\alpha}\right)$ увеличивается с ростом числа оборотов кулачкового валика, поэтому величина Δp также растет при увеличении n .

Аналогичную зависимость можно получить при рассмотрении формулы (9), которую запишем как

$$C_s \tau = S(h).$$

С увеличением числа оборотов, как показал опыт, время нарастания давления топлива от p_i до p_0 , т. е. τ , уменьшается. Следовательно, чтобы обеспечить тот же импульс, необходимо увеличить среднюю силу удара, т. е. рост Δp ($p_i = \text{const}$).

Постановка разгружающих поясков приводит к снижению остаточного давления в системе после впрыска, и для того чтобы приложить к игле требуемый импульс, необходимо более высокое значение величины Δp .

Исследование изменения величины p'_0 обобщено на рис. 4.

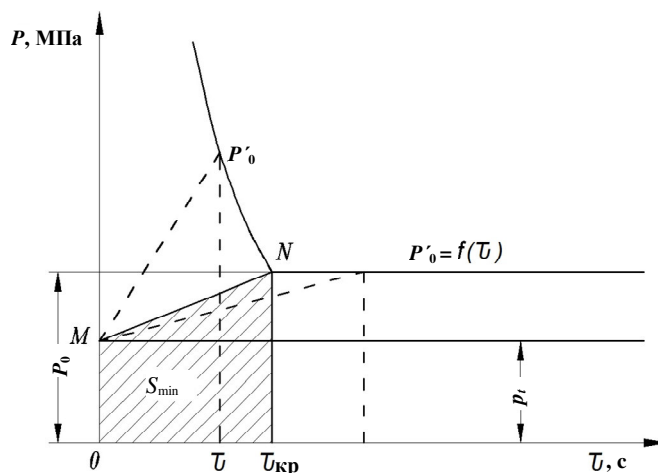


Рис. 4. Зависимость p_0 от времени удара иглы

В координатных осях $p'\tau$ (давление топлива и время удара) нанесены значения p_t и p_0 .

Рассмотрим случай линейного изменения давления топлива в форсунке от остаточного давления (точка M) до давления начала подъема иглы (точка N).

Чтобы игла начала подниматься, к ней необходимо приложить некоторый минимальный импульс S_{\min} ($S_{\min} = \text{const}$, т. к. $p_t = \text{const}$ и $p_0 = \text{const}$).

Допустим, что за это время в форсунке создается давление $p'_0 = p_0$ (точка N).

Точку $N(\tau_{\text{кр}})$, которой соответствует приложенный импульс, равный S_{\min} , и давление в форсунке, равное давлению предварительного затяга форсуночной пружины, назовем критической. Нетрудно видеть, что положение этой точки зависит в основном от p_t , p_0 и закона нарастания давления.

Справа от $\tau_{\text{кр}}$ игла начнет подниматься только после достижения давления в форсунке $p'_0 = p_0$, т. к. в этой области приложенный импульс больше S_{\min} .

Слева от $\tau_{\text{кр}}$ движение иглы начинается в момент, когда приложенный импульс равен S_{\min} , и всегда $p'_0 > p_0$.

При данных допущениях уравнение кривой $p'_0 = f(\tau)$ левее точки N определяется из равенства

$$S_{\min} = p_t \tau + \frac{1}{2} \rho (p'_0 - p_t) \tau^2,$$

откуда

$$p'_0 = \frac{2S_{\min}}{\tau} - p_t, \quad 0 < \tau \leq \tau_{\text{кр}}.$$

При других законах нарастания давления получаются более сложные зависимости, однако расчетные зоны сохраняются.

Об ударе иглы форсунки о седло при посадке

Наличие дополнительных подъемов иглы (после отсечки подачи топлива) нежелательно с точки зрения процесса сгорания топлива в цилиндре и из-за усиленного коксообразования в сопловых отверстиях.

Дополнительный подъем иглы возможен, если волны, возникающие в нагнетательном трубопроводе, создают давление топлива в камере распылителя, превышающее давление затяга пружины иглы p_0 . Но при обработке осциллограмм были обнаружены режимы, в которых дополнительный подъем иглы происходит при значениях давления, меньших p_0 .

На рис. 5 показаны две осциллограммы. Из сравнения осциллограмм видно, что в режиме «а», в котором максимальная амплитуда колебаний давления достигает только $(p_t)_{\max} 17,5$ МПа, имеется значительный дополнительный подъем иглы ($Y_n = 0,2$ мм). В режиме «б» давление $(p_t)_{\max} = 19,5$ МПа, при этом полностью отсутствуют какие-либо признаки подвпрыска. Очевидно, причиной дополнительного подъема иглы в режиме «а» является удар иглы о седло, после которого она может отскочить, в результате чего давление топлива в форсунке, равное 17,5 МПа, распространяется на большую часть поперечного сечения иглы.

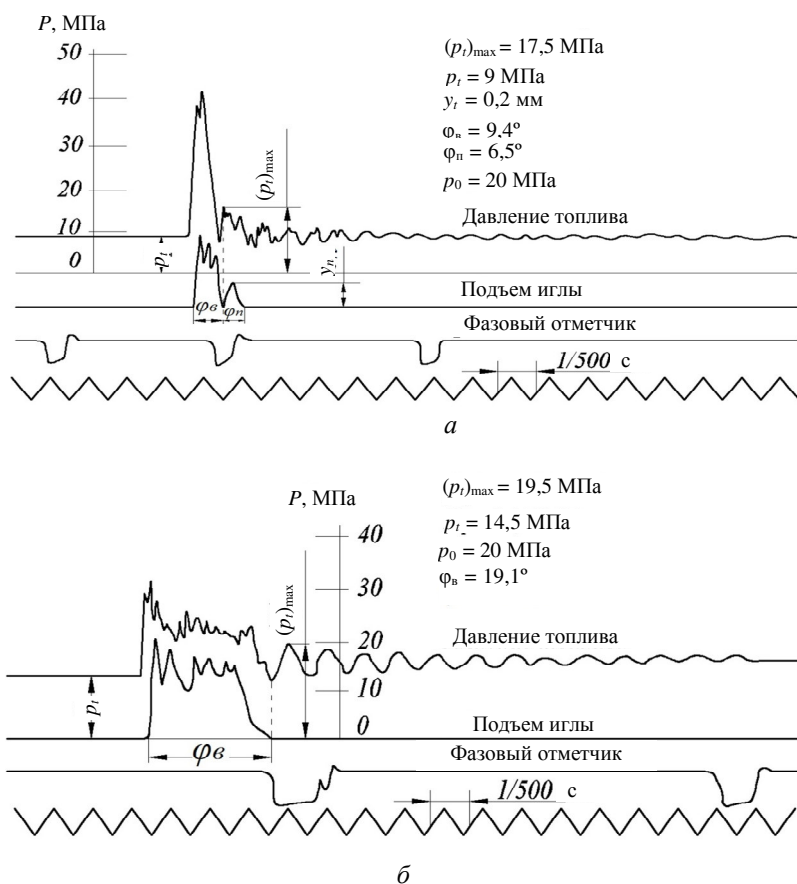


Рис. 5. Влияние удара иглы о седло при посадке на подвпрыск: а – режим «а»; б – режим «б»

В режиме «б» скорость иглы в момент удара значительно меньше, давление в форсунке при этом всего лишь 13 МПа. При подходе волны давления, равной 19,5 МПа, игла находится в состоянии покоя.

Следовательно, возможность подвпрыска при значениях давления меньших, чем предварительный затяг форсуночной пружины, обуславливается скоростью иглы в момент ее посадки на седло и давлением топлива в момент удара иглы.

Расчеты процесса впрыска топлива показывают, что скорость иглы в момент посадки достигает 150–200 м/с, а ее средняя скорость при посадке, получаемая из осциллограмм, равна $C_y = 10$ –180 м/с.

В режиме «а» скорость $C_y = 150$ м/с, причем по характеру кривой $y = f(t)$ нетрудно видеть, что движение иглы ускоренное. Масса движущихся деталей с иглой форсунки $M_u = 36$ г, а масса форсунки со всеми навешенными на нее деталями превышает 2000 г. Форсунка жестко соединена с насосом при помощи трубопровода, поэтому удар иглы о седло можно рассматривать как удар тела о преграду.

При ударе иглы о седло под действием упругих свойств металла игла отскакивает, сжимая форсуночную пружину. Скорость иглы C_{y2} , с которой она вновь оторвалась бы от седла в случае отсутствия пружины, равна:

$$C_{y2} = kC_{y1},$$

где k – коэффициент восстановления.

В связи с отсутствием данных о коэффициенте восстановления при ударе иглы о седло в первом приближении примем значение $k = 1$ (абсолютно упругий удар), т. к. при ударе иглы о седло остаточные деформации незначительны.

Игла отскакивает от седла, имея кинетическую энергию T , равную:

$$T = \frac{M_u C_{y2}^2}{2} = \frac{36 \cdot 150^2}{2 \cdot 981000} = 0,0413 \text{ МПа.}$$

Эта кинетическая энергия тратится на работу сжатия форсуночной пружины Π , определяемую равенством

$$\Pi = \frac{K_u}{2} (y_2^2 - y_1^2),$$

где $y_1 = 0,424$ см – предварительный затяг форсуночной пружины; $y_2 = y_1 + h' h_{cv}$ – дополнительное сжатие пружины, равное подъему иглы.

Так как $T = \Pi$, то

$$T = \frac{k_u}{2} (y_2^2 - y_1^2) = \frac{k_u}{2} (2y_1 h' + h'^2). \quad (15)$$

Подставив в (15) численные значения: $T = 0,0413$ МПа, $y_1 = 0,424$ см; $K_u = 10$ МПа и решив полученное уравнение относительно h' , получим

$$h' = 0,0097 \text{ см.}$$

При подъеме иглы $h' = 0,097$ мм истечение топлива через распылитель устойчивое, поэтому есть основания полагать, что при таком подъеме иглы давление топлива действует на большую площадь ее поперечного сечения.

Следовательно, при давлении топлива в форсунке, превышающем давление равновесия иглы, происходит дальнейший подъем иглы.

Давление равновесия иглы p_p для рассматриваемого примера определяется по формуле

$$p_p = \frac{k_u (y_1 + h')}{f_u} = \frac{100(0,424 + 0,0097)}{0,283} = 15,3 \text{ МПа.}$$

В действительности подскок иглы несколько меньший, чем расчетный, т. к. всегда $k < 1$.

Итак, при быстрой посадке иглы она отскакивает от седла. В связи с тем, что топливо имеет некоторую вязкость, а время подскока иглы под действием упругих свойств металла мало, количество топлива, вытекающее за этот период из распылителя, незначительно и не влияет на качество его распыливания. Но если в момент подскока иглы подходит волна, создающая давление, превышающее p_p (как в режиме «а»), то может произойти значительный подъем иглы, при котором вытекающая струйка топлива хорошо видна в камере стробоскопа.

Анализ осциллограмм на рис. 5 позволяет также сделать вывод, что высокое значение остаточного давления не обязательно вызывает подвпрыск топлива. В режиме «б» подвпрыск отсутствует, хотя остаточное давление на 5,5 МПа выше, чем в режиме «а», в котором игла вторично поднимается на 0,2 мм (при максимальном подъеме 0,45 мм).

Заключение

Таким образом, по результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Давление топлива в форсунке в момент начала подъема иглы p'_0 в быстроходных двигателях может превышать давление предварительного затыга пружины p_0 , что объясняется ударным характером процесса. В связи с этим давление p'_0 желательно определять из уравнений удара топлива об иглу, которые объясняют причину повышения p'_0 при увеличении числа оборотов кулачкового валика.

2. Дополнительный впрыск топлива возможен при давлении в форсунке меньшем давления p_0 в том случае, если в момент посадки иглы давление в форсунке превышает давление равновесия иглы p_p .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ / Ю. Я. Фомин. М.: Машиностроение, 1973, 144 с.
2. Ивановский В. Г. Топливная аппаратура систем впрыска топлива в цилиндры дизелей / В. Г. Ивановский, Э. В. Корнилов, В. Г. Корнилов, В. Н. Афанашенко, В. М. Кобзарь. Одесса: Феникс, 2005. 160 с.
3. Фомин Ю. Я. Повышение гидравлической плотности корпуса всасывающего клапана во втулке плунжера ТНВД дизелей типа ДКРН-3 и ДКРН-4 / Ю. Я. Фомин, В. Г. Ивановский, В. И. Бабур, С. И. Фридман // Морской транспорт. Сер.: Передовой производственный опыт, рекомендуемый для внедрения на морском транспорте. 1989. Вып. 5. С. 30–36.

Статья поступила в редакцию 10.06.2015

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ивановский Валерий Георгиевич – Украина, 65029, Одесса; Одесский национальный морской университет; г-р техн. наук, профессор кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; roman.varbanets@gmail.com.

Варбанец Роман Анатольевич – Украина, 65029, Одесса; Одесский национальный морской университет; г-р техн. наук, профессор; зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; roman.varbanets@gmail.com.

Губанов Виктор Петрович – Украина, 65029, Одесса; Одесский национальный морской университет; старший преподаватель кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»; roman.varbanets@gmail.com.



V. G. Ivanovskiy, R. A. Varbanets, V. P. Gubanov

**ON THE BEGINNING OF THE LIFT
OF THE INJECTOR NEEDLE OF HIGH-SPEED ENGINE**

Abstract. The results of a wide range of the experimental studies on the influence of starting lift pressure of an injector needle on the fuel injection process parameters are presented. In the dynamic system, the actual pressure at the beginning of the needle lift is clarified and it is significantly different from the set pressure in the static system. The conditions of the probable adverse effect of the fuel re-injection after the main injection are shown, as, in practice, the quality of the needle plant is affected not only by the wave process of fuel injection pressure changes, but also by the elastic properties of the needles on the landing seat. Second needle lift after an injection has a significant negative impact on the flow of the diesel engine operational process, resulting in increased gases exhaust and increase in their temperature.

Key words: injector needle, starting lift of the needle, port controlled fuel pump, fuel cut-off, plunger.

REFERENCES

1. Fomin Iu. Ia. *Gidrodinamicheskii raschet toplivnykh sistem dizelei s ispol'zovaniem ETsVM* [Hydrodynamic calculation of the fuel systems of the diesels using specialized computer]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 144 p.
2. Ivanovskii V. G., Kornilov E. V., Afanashchenko V. N., Kobzar' V. M. *Toplivnaia apparatura sistem vpryska topliva v tsilindry dizelei* [Fuel structure of the systems of fuel injection into the diesel cylinders]. Odessa, Feniks Publ., 2005. 160 p.
3. Fomin Iu. Ia., Ivanovskii V. G., Babur V. I., Fridman S. I. Povyshenie gidravlicheskoj plotnosti korpusa vsasyvaiushchego klapana vo vtulke plunzhera TNVD dizelei tipa DKRN-3 i DKRN-4 [Increase in hydraulic density of the body of the pumping valve in the plunger bush of the high pressure fuel pump of the diesels DKRN-3 and DKRN-4]. *Morskoj transport. Seriya: Peredovoi proizvodstvennyi opyt, rekomenduemyi dlia vnedreniia na morskoy transporte*, 1989, iss. 5, pp. 30–36.

The article submitted to the editors 10.06.2015

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Ivanovskiy Valeriy Georgievich – Ukraine, 65029, Odessa; Odessa National Maritime University; Doctor of Technical Sciences; Professor of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation"; roman.varbanets@gmail.com.

Varbanets Roman Anatolevich – Ukraine, 65029, Odessa; Odessa National Maritime University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation"; roman.varbanets@gmail.com.

Gubanov Victor Petrovich – Ukraine, 65029, Odessa; Odessa National Maritime University; Senior Lecturer of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation"; roman.varbanets@gmail.com.

