

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА РАСПЫЛЕНИЯ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЬНЫМИ ФОРСУНКАМИ

## DETERMINING THE QUALITY OF FUEL ATOMIZATION DIESEL INJECTORS

Представлена теория распада струи после сопла распылителя форсунки дизельного двигателя, графически представлены схемы осесимметричного и волнового распада струи топлива. Показано, что при истечении струи с большими скоростями распад струи начинается непосредственно вблизи сопла. На основе исследований установлено, что границы перехода от одной стадии распада струи к другой зависят от начальных возмущений, возникающих в потоке топлива при его движении в распылителе. Описана математическая модель качества распыления топлива. Графически представлена зависимость хода и скорости плунжера от угла поворота кулачкового вала, изменение утечек топлива через зазор «игла-распылитель» при переменных скоростных и нагруженных режимах и влияние их на качество распыления топлива.

Экспериментально исследованы гидравлические характеристики распылителей форсунок. Дана схема стенда для экспериментального определения гидравлических характеристик распылителей форсунок дизельных двигателей.

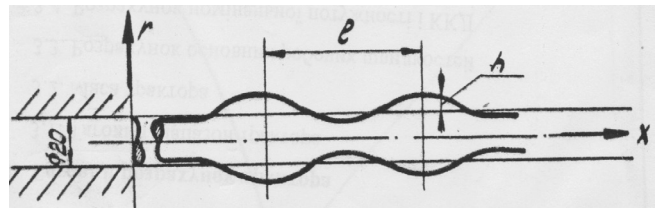
Ключевые слова: впрыск, топливо, распыление, струя, форсунка, клапан, двигатель, эксплуатационные параметры.

### Введение

Существующие отдельные теории расчета характеристик впрыска топлива [1], учета влияния изменения параметров прецизионных пар на характеристики впрыска, теории расчета и оценки качества распыления [2] не дают возможности интегральной оценки изменения качества распыления в зависимости от технического состояния топливной аппаратуры в эксплуатации, от изменения гидравлических характеристик прецизионных пар и распылителя, регулировочных и других неремонтных параметров. Анализ изменения качества распыления топлива от указанных параметров позволит оценить работоспособность топливной аппаратуры и возможность её дальнейшую эксплуатацию, что даст ощутимый экономический эффект за счет снижения простоя дизелей в эксплуатации.

### О распаде струи после сопла распылителя

Исследование струй топлива, вытекающих из круглых отверстий с различными скоростями в относительно неподвижный воздух, показало, что характер их распада, зависящий от данной конструкции сопла и испытуемого топлива от скорости истечения, различен. При малых скоростях истечения топлива, на поверхности струи возникают осесимметричные колебания, возрастание амплитуды которых приводит к образованию отдельных капель (рисунок 1).



$$h = H \exp[i(kx - \omega t)]; \quad l = \frac{2\pi}{k}; \quad k = \frac{2\pi}{l}.$$

С увеличением скорости истечения возникают волнообразные деформации струи, ось её искривляется, что приводит к волновому распаду (рисунок 2).

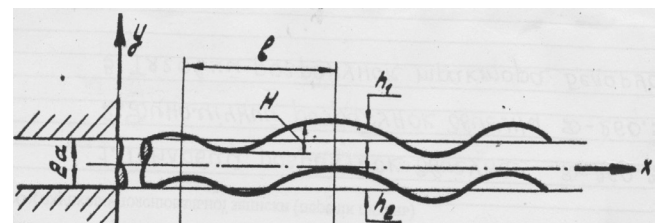


Рисунок 2 — Схема волнового распада струи

$$h_1 = H_1 \exp[i(kx - \omega t)]; \quad h_2 = H_2 \exp[i(kx - \omega t)];$$

$$k = \frac{2\pi}{l}; \frac{H^2 \omega^2}{l} H < \omega^2.$$

При истечении струи с большими скоростями распад струи начинается непосредственно вблизи сопла. При этом первоначально образуются нити, пленки и крупные капли, т.е. обломки струи, которые потом под действием сил поверхностного натяжения  $P_\sigma$  и аэродинамического сопротивления  $P_\delta$  дробятся на более мелкие капли. Такой распад струи принято называть распылением. Физическая картина процесса распада при малых скоростях истечения жидкости получила экспериментальные подтверждения многих исследователей [3]. Кроме того, как показали теоретические и экспериментальные исследования Генлейна, Вебера и др., для анализа потери устойчивости и наступления распада струи наиболее важное значение имеют осесимметричные и волновые деформации.

Для исследования малых возмущений исходят из общего уравнения нестационарного движения вязкой жидкости

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (V \text{grad}) \cdot V = -\frac{1}{\rho_T} \text{grad} P_T + v_T \cdot \Delta V + \frac{1}{3} v_T \cdot \text{grad} \cdot d_v \cdot V + g, \quad (1)$$

и уравнения неразрывности

$$\frac{\partial P_T}{\partial t} + \rho_T \cdot d_v \cdot V = 0, \quad (2)$$

где  $V$  — вектор скорости,  $P_T$  — давление,  $\rho_T$ ,  $v_T$  — плотность и кинематический коэффициент вязкости топлива,  $t$  — время,  $g$  — ускорение силы тяжести.

Уравнения движения вязкой несжимаемой и весомой жидкости симметрично оси  $X$  имеют следующий вид:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial \chi} + V \frac{\partial U}{\partial r} = -\frac{1}{\rho_T} \frac{\partial P_T}{\partial \chi} + v_T \cdot \left( \frac{\partial U^2}{\partial \chi^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial v}{\partial \chi} + V \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho_T} \frac{\partial P_T}{\partial \chi} + v_T \cdot \left( \frac{\partial V^2}{\partial \chi^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r^2} \right), \quad (4)$$

а уравнение неразрывности

$$\frac{\partial(Ur)}{\partial \chi} + \frac{\partial(ur)}{\partial r} = 0, \quad (5)$$

где  $U$  — продольная составляющая скорости,  $v$  — радиальная скорость.

Уравнения движения вязкой несжимаемой и невесомой жидкости для плоской задачи при волновом распаде примут вид

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial \chi} + v \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_T} \frac{\partial P_T}{\partial \chi} + v_T \cdot \left( \frac{\partial U^2}{\partial \chi^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + U \frac{\partial v}{\partial \chi} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_T} \frac{\partial P_T}{\partial \chi} + v_T \cdot \left( \frac{\partial v^2}{\partial \chi^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \quad (7)$$

а уравнение неразрывности

$$\frac{\partial U}{\partial \chi} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \quad (8)$$

Границы перехода от одной стадии распада струи к другой для различных жидкостей определил Онезорге. Эти границы перехода зависят от начальных возмущений, возникающих в потоке топлива при его движении в распылителе. С возрастанием начальных возмущений границы перехода смещаются в зону меньших чисел Рейнольдса.

Принимая, что процесс впрыска подчиняется уравнениям Н.Е. Жуковского для неустановившегося движения сжимаемой жидкости в упругом трубопроводе

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{n}}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \chi}; \\ \frac{\partial \tilde{n}}{\partial \chi} &= -\frac{1}{d^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t}. \end{aligned} \quad (9)$$

можно записать уравнения граничных условий в виде системы дифференциальных уравнений, которые совместно с (9) представят собой математическую модель, решение которой позволит определить расчетным путем качество распыления топлива [1].

### Математическая модель качества распыления топлива

Скорость плунжера от угла поворота (рисунок 3) коленчатого вала представлена относительно независимой  $t$  в виде

$$\frac{dh_\pi}{dt} = 6nK_\phi t + V_0, \quad (10)$$

где  $V_0$  — скорость плунжера в момент перекрытия наполнительного окна,  $K_\phi$  — ускорение плунжера.

Для расчета приняты следующие начальные условия:

$$\begin{aligned} h &= 0, \\ h_k &= 0 \\ P_H &= P_H \\ P_K &= P_0 \\ dH_K/dt &= 0, \end{aligned} \quad (11)$$

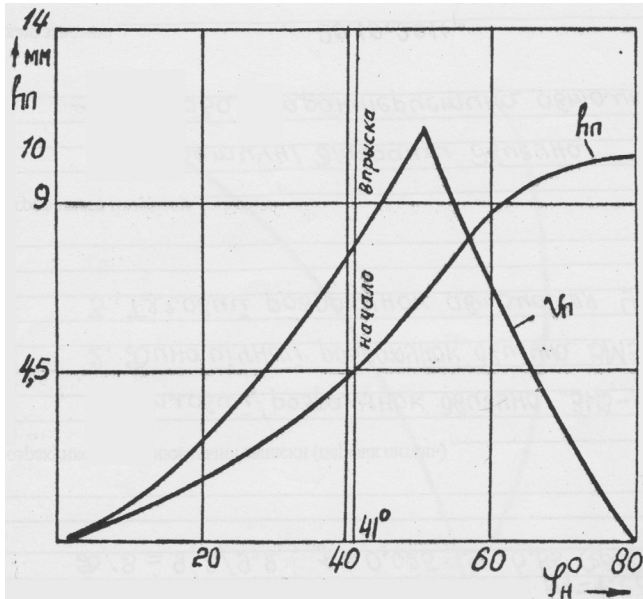


Рисунок 3 — Зависимость хода и скорости плунжера от угла поворота кулачкового вала  $V_{пл}$  — скорость движения плунжера,  $h_{пл}$  — ход плунжера,  $\varphi_{н}$  — угол поворота кулачкового вала топливного насоса.

а также приняты уравнения:

- уравнение перемещения плунжера  

$$dH_{пл}/dt = 6nK\varphi t + V_0 \quad (12)$$

- уравнение скорости изменения давления в надплунжерной полости

$$\frac{dP_H}{dt} = \frac{1}{\beta V_H} \left( f_{пл} \frac{dh_{пл}}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_H - P_{ec}} - \mu_{ин} f_{ин} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_H} (1 - \sigma) \right); \quad (13)$$

- уравнение скорости изменения давления в полости штуцера нагнетательного клапана

$$\frac{dP_K}{dt} = \frac{1}{\beta V_K} \left[ \left( f_K \frac{dh_K}{dt} + \mu_{эк} f_{эк} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_K - P_0} (1 - \sigma) \right) + \left( f_{пл} \frac{dh_{пл}}{dt} - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_H - P_{ec}} \right) \times \left( \sigma - \frac{f_z}{z} (2W_{(t-\tau)} + P_K - P_0) \right) \right];$$

- уравнение скорости изменения давления в распылителе форсунки

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{1}{\beta V_\phi} \left[ \frac{f_z}{z} (2S_{(t-\tau)} + P_0 - P_\phi) - f_{иг} \frac{dh_{иг}}{dt} - \mu_{эк} f_{эк} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_P - P_{ec}} - \mu_P f_P \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_P - P_0} \right]; \quad (15)$$

- уравнение перемещения нагнетательного клапана

$$\frac{d^2 h_K}{dt^2} = \frac{1}{m_K} \left[ f_K (P_H - P_K) - z \left( f_{ин} \frac{dh_{ин}}{dt} - f_K \frac{dh_K}{dt} - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_H - P_{ec}} \cdot \sigma + \mu_{ин} f_{ин} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_H - P_0} (1 - \sigma) - \delta_K \cdot h_K - F_{жк} \right] \right]; \quad (16)$$

- уравнение перемещения иглы распылителя форсунки

$$\frac{d^2 h_{иг}}{dt^2} = \frac{1}{m_{иг}} (f_{иг} P_P - \delta_\phi h_{иг} - F_{ж\phi}); \quad (17)$$

- уравнение характеристики впрыска

$$\frac{dQ}{dt} = \mu_P f_P \frac{1}{\beta V_\phi} \sqrt{\frac{2}{\rho_T}} \sqrt{P_P - P_0}; \quad (18)$$

- уравнение волн (прямой и обратной)

$$S = e^{-\alpha t} (P_K + W_{(t-\tau)} - P_{ост}); \quad (19)$$

$$W = e^{-\alpha t} (S_{(t-\tau)} - P_\phi + P_{ост}); \quad (20)$$

где  $f_{пл}$  — площадь поперечного сечения плунжера,  $f_{иг}$  — площадь поперечного сечения иглы форсунки,  $f_K$  — площадь поперечного сечения нагнетательного клапана по разгрузочному пояску,  $m_P f_P$  — эффективное проходное сечение распылителя форсунки,  $\delta_K$  — диаметральный зазор по разгрузочному пояску и седлу нагнетательного клапана,  $h_K$  — перемещение нагнетательного клапана,  $h_{иг}$  — перемещение иглы форсунки,  $m_{иг}$  — масса иглы форсунки,  $m_K$  — масса нагнетательного клапана и движущихся с ним частей деталей,  $F_{ж\phi}$  — усилие предварительной затяжки пружины иглы форсунки,  $P_{bc}$  — давление топлива подкачивающего насоса,  $P_{ост}$  — остаточное давление в системе,  $P_\phi$  — давление начала подъема иглы форсунки,  $P_K$  — давление топлива в штуцере нагнетательного клапана,  $P_H$  — давление топлива в надплунжерной полости,  $P_P$  — давление в полости распылителя форсунки,  $dQ/dt$  — секундный расход топлива,  $V_H$  — объем надплунжерного пространства,  $V_K$  — объем полости штуцера нагнетательного клапана,  $V_\phi$  — объем полости распылителя форсунки,  $\beta$  — коэффициент сжимаемости топлива,  $\delta_\phi$  — жесткость пружины иглы форсунки.

Прецизионная пара «игла-распылитель» является окончательно формирующей импульс характеристики впрыска. В эксплуатации эта пара работает в наиболее нагруженных условиях — как приемник импульса давления при резко изменяющихся температурных интервалах. Поэтому техническое состояние распылителя и прецизионной пары «игла-распылитель» являются определяющими аргументами по качеству распыления топлива.

Полученные данные (рисунок 4) изменения утечек топлива через зазор «игла-распылитель»  $\delta_{иг}$  при переменных скоростных и нагрузочных режимах и влияния их на качество распыления топлива позволяют установить предельные (условные) допустимые зазоры при которых качество распыления удовлетворяет

требованиям рабочего процесса —  $d_{30} = 50-60$  мкм. Проведем этот предел условно для:  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>,  $Q_{Ц} = 82$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $\delta_{цл} = 5,3$  мкм (рисунок 4, кривая 8).

При этом условия уменьшения цикловой подачи, частота вращения кулачкового вала не удовлетворяют по качеству распыления (кривые 9,10), а при условиях сохранения  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup> снижение цикловых подач вполне допустимо (кривые 11, 12, 13) т.к. утечки при этих значениях ниже, чем при оборотах меньших 950 мин<sup>-1</sup> (кривые 5, 6, 7).

Все это подтверждается тем, что с увеличением утечек максимальное давление впрыска уменьшается.

Таким образом, установленные граничные условия на зазоры прецизионных пар дифференцировано, не позволяют назначить их как окончательные, т.к. данные получены при всех фиксированных значениях аргументов для новой (не бывшей в эксплуатации) топливной аппаратуры. Поэтому для установления наложений на техническое состояние прецизионных пар по качеству распыления необходимо, чтобы оценка производилась при параметрах граничных условий.

На рисунке 5 показано влияние эффективного проходного сечения распылителя на качество распыления топлива. В эксплуатации закоксовывание распылителя приводит к необходимости его замены в связи с уменьшением пропускной способности в 2 раза. Расчетный ряд изменения  $\mu_{fp}$  принят таким, чтобы удовлетворить предельные значения.

Отношение, определяющее скорость впрыска,

$$C_{всп} = \frac{f_{п}}{\mu_{p} f_{p}} \frac{dh_{п}}{dt}$$

показывает, что с ее увеличением, качество распыления возрастает (кривые 3 и 4). Рост величин среднего (кривая 5) максимального (кривые 1, 2) давления в распылителе подчиняется уравнению расхода

$$C_{всп} \mu_{p} f_{p} = f_{п} \frac{dh_{п}}{dt},$$

$$\text{где } \frac{1}{\mu_{p} f_{p}} \frac{dQ}{dt} = \sqrt{\frac{(P_{p} - P_{ц})}{\rho_{T}}} = C_{всп}.$$

Анализ равенства

$$f_{п} \frac{dh_{п}}{dt} = \sqrt{\frac{(P_{p} - P_{ц})}{\rho_{T}}} \mu_{p} f_{p},$$

$$\text{где } \frac{dh_{п}}{dt} = \frac{dh_{п}}{d\phi} \frac{d\phi}{dt},$$

показывает, что увеличение цикловой подачи или частоты вращения кулачкового вала приводит к увеличению объемной скорости впрыска (или расходу), что значительно улучшает качество распыления. Сравнивая значения

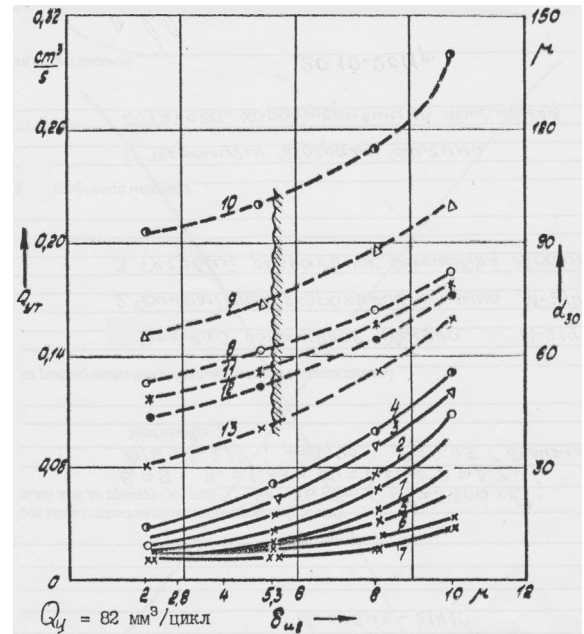


Рисунок 4 — Изменение утечек топлива через зазор «игла-распылитель» при переменных скоростных и нагруженных режимах и влияние их на качество распыления топлива:

- 1 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>, 2 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 500$  мин<sup>-1</sup>,
- 3 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 800$  мин<sup>-1</sup>, 4 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 320$  мин<sup>-1</sup>, 5 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>,  $Q_{Ц} = 64$  мм<sup>3</sup>/цикл, 6 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>,  $Q_{Ц} = 38$  мм<sup>3</sup>/цикл, 7 —  $Q_{ym}$  при  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>,  $Q_{Ц} = 29$  мм<sup>3</sup>/цикл, 8 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 82$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>, 9 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 64$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 500$  мин<sup>-1</sup>, 10 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 29$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 320$  мин<sup>-1</sup>, 11 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 64$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>, 12 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 38$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>, 13 —  $d_{30}$  при  $Q_{Ц} = 29$  мм<sup>3</sup>/цикл,  $n_H = 950$  мин<sup>-1</sup>

$d_{30}$  при  $\mu_{fp} = const$  можно констатировать тот факт, что изменение среднего объемного диаметра капли при  $\mu_{fp} = 0,24$  мм<sup>2</sup> незначительное, поэтому для эксплуатации при этих значениях  $d_{30}$  является предельным, т.к. давление впрыска  $P_{0max}$  практически мало изменяется, в эксплуатации оно не измеряется в условиях предприятий, обслуживающих автомобили КамАЗ.

### Экспериментальное исследование гидравлических характеристик распылителей форсунок

Ввиду существенного влияния гидравлических характеристик элементов топливной системы на процесс топливоподачи, их экспериментальному определению уделяется большое внимание [4]. Так как изменение величины проходного сечения распылителя может сильно изменяться в эксплуатации при незначительных отклонениях в размерах сопряжений распылителя, необходимо обоснованно вводить периодичность контроля качества распыления, как определяющей функции технического состояния топливной аппаратуры.



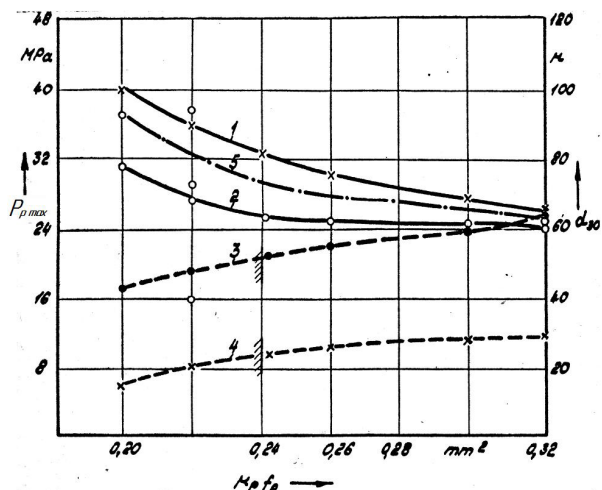


Рисунок 5 — Влияние эффективного проходного сечения распылителя на качество распыливания топлива:

- 1 —  $P_r \text{ max}$  при  $QЦ = 82 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ,  $nH = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,
- 2 —  $P_r \text{ max}$  при  $QЦ = 29 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ,  $nH = 320 \text{ мин}^{-1}$ ,
- 3 —  $d_{30}$  при  $QЦ = 29 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ,  $nH = 320 \text{ мин}^{-1}$ ,
- 4 —  $d_{30}$  при  $QЦ = 82 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ,  $nH = 950 \text{ мин}^{-1}$ ,
- 5 —  $P_r \text{ ср}$  при  $QЦ = 82 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ,  $nH = 950 \text{ мин}^{-1}$ .

Экспериментальное определение гидравлических характеристик распылителей производилось на стенде (рисунок 6).

Топливо, прошедшее через распылитель, собирается в измерительный сосуд. При этом фиксируется давление по манометру и время истечения по секундомеру. Во избежание подачи топлива после отключения топливного насоса высокого давления, вследствие остаточного давления, необходимо одновременно с отключением открывать перепускной клапан, который подаёт топливо обратно в бак. После замера эффективное проходное сечение распылителя определяется по формуле

$$\mu_c f_c = \frac{Q}{\sqrt{\frac{2}{\rho_T} (P_H - P_C)}} \quad (21)$$

где  $Q$  — расход топлива,  $\rho_T$  — плотность топлива,  $P_H$  — давление нагнетания, определяется по манометру.

На рисунке 7 показаны изменения характеристик распылителей, отработавших в эксплуатации до зазоров указанных ранее. Установить влияние этих значений на качество распыления можно только расчетным путем, вводя таблично эти значения в алгоритм расчета наработанной математической модели по значениям

$$(\mu_p f_p)_{\text{max}} = h_{\text{ИГ max}}$$

Особый интерес представляют кривые изменения относительной зависимости

$$\delta_{\mu_p f_p} = \frac{(\mu_p f_p)_0}{(\mu_p f_p)_i} = f(h_{\text{ИГ}})$$

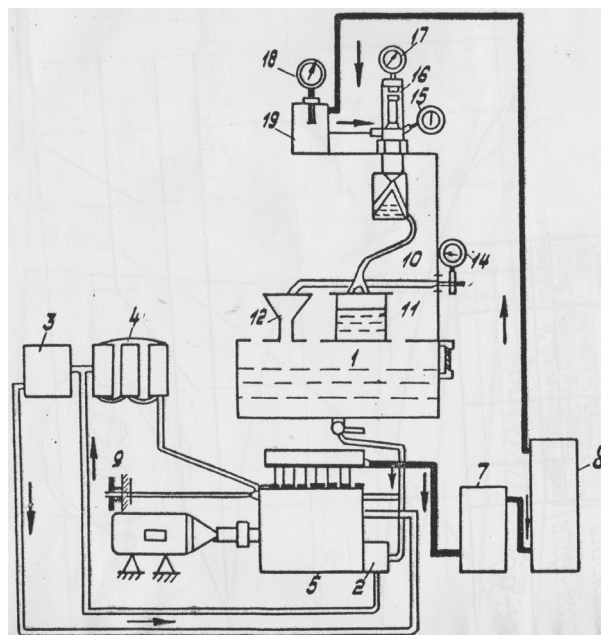


Рисунок 6 — Схема экспериментального стенда

- 1 — топливный бак, 2 — топливоподкачивающий насос,
- 3, 4 — группы фильтров тонкой очистки, 5 — насос высокого давления, 6, 7, 8 — гидроаккумуляторы, 9 — устройство для регулировки величины подачи топлива, 10 — лоток,
- 11 — сосуд для сбора топлива после замера, 12 — воронка,
- 13 — струегаситель, 14 — секундомер

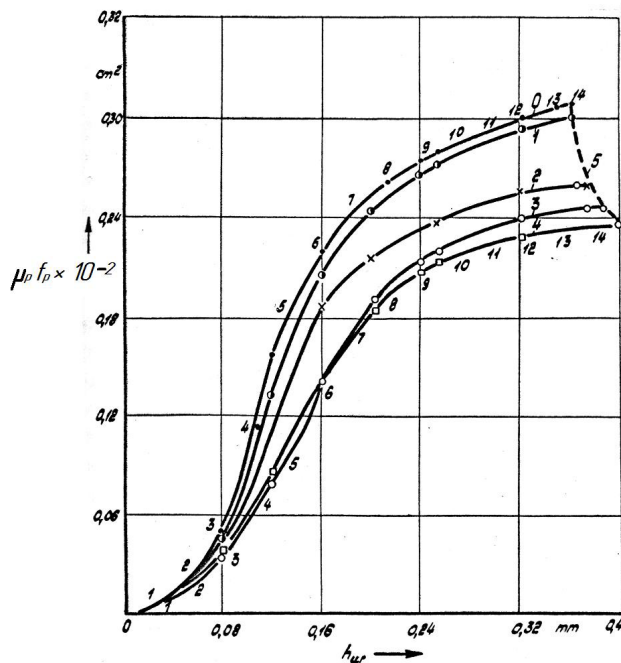


Рисунок 7 — Зависимости:

- 1 —  $\delta_{\text{ИГ}} = 2,8 \text{ мкм}$ , 2 —  $\delta_{\text{ИГ}} = 5,3 \text{ мкм}$ , 3 —  $\delta_{\text{ИГ}} = 8 \text{ мкм}$ ,
- 4 —  $\delta_{\text{ИГ}} = 10 \text{ мкм}$ , 5 — кривая увеличения хода иглы в эксплуатации

для выделенных групп распылителей с наложенными на них данными качества распыления.

Это позволит, во-первых, установить допустимое максимальное изменение ( $\mu_{p,f_p}^{\max}$ ) распылителя при определенных зазорах в прецизионной паре, во-вторых, наложенные значения качества распыления на малых цикловых подачах при максимальных значениях ( $\mu_{p,f_p}^{\max}$ ) позволят ограничить допустимые отклонения по величине ( $\mu_{p,f_p}$ ) без снижения качества распыления.

Изменение максимального перемещения иглы распылителя с 0,36 мм до 0,4 мм (рисунок 7, кривая 5) объясняется износом запорного конуса, а снижение закоксовыванием распыляющих отверстий. Возникает задача определения границ изменения максимальной величины перемещения иглы и относительного изменения характеристики распылителя и их влияние на качество распыления.

### Выводы

Установлены основные эксплуатационные параметры, оказывающие влияние на качество распыления, изменяющиеся в эксплуатации, которые приводят к искажению характеристик впрыска. К таким параметрам относятся:

- гидравлическая плотность прецизионных пар (плунжер — гильза, нагнетательный клапан — седло, игла - распылитель),
- характеристика распылителя,
- давление начала подъема нагнетательного клапана и иглы форсунки,
- остаточное давление в трубопроводе высокого давления.

### Литература

1. Астахов, И.В. Подача и распыление топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян, Л.Н. Голубков. — М: Машиностроение, 1971. — 359 с.
2. Лышевский, А.С. Процессы распыления топлива дизельными форсунками / А.С. Лышевский. — М: Mashgiz, 1963. — 179 с.
3. Головин, А.М. К теории колебаний и дробления капель в газовом потоке при наличии вихревого движения внутри капли / А.М. Головин. — М: Известия АН СССР, 1964. — 185 с.
4. Мазинг, М.В. Распылители с различными объемами колодца под иглой и их влияние на токсичность отработавших газов. / М.В. Мазинг, Ш.Г. Турабелидзе, Т.Р. Филопосянц и др. // Двигателестроение. — 1983. — № 7. — С. 5—7.

### References

1. Astakhov I.V. Filing and atomization of fuel in diesel / I.V. Astakhov, V.I. Trusov, A.S. Khachiyani, L.N. Golubkov. — M: Mechanical Engineering, 1971. — 359 p.

2. Lyshevsky A.S. The processes of atomization of fuel diesel injectors / A.S. Lyshevsky. — M: Mashgiz, 1963. — 179 s.

3. Golovin, A.M. On the theory of vibrations and crushing drops in the gas stream in the presence of a vortex motion inside the drop / A.M. Golovin. — M: Proceedings of the Academy of Sciences of the USSR, 1964. — 185 p.

4. Mazing, M.V. Sprays with different volumes of the well under the needle and its impact on emissions. / M.V. Masing, S.H. Turabelidze, T.R. Filoposyants et al. // Engine building. — 1983. — № 7. — S. 5—7.

Надійшла 1.02.2015 року

УДК 621.43-42

## Визначення якості розпилення палива дизельними форсунками

В.Ф. Анісімов, І.В. Гунько, Д.В. Борисюк

Представлено теорію розпаду потоку після сопла розпилювача форсунки дизельного двигуна, графічно представлено схеми осесиметричного і хвильового розпаду потоку палива. Показано, що при закінченні потоку з великими швидкостями розпад потоку починається безпосередньо поблизу сопла. Встановлено, що межі переходу від однієї стадії розпаду потоку до іншої залежать від початкових збурень, що виникають у потоці палива при його русі в розпилювачі. Описано математичну модель якості розпилювання палива. Графічно представлено залежність ходу і швидкості плунжера від кута повороту кулачкового вала, зміна витоків палива через зазор «голка-розпилювач» при змінних швидкісних і навантажених режимах і вплив їх на якість розпилювання палива.

*Ключові слова:* уприскування, паливо, розпилювання, струмінь, форсунка, клапан, двигун, експлуатаційні параметри.

UDC 621.43-42

## Determining the quality of fuel atomization diesel injectors

V.F. Anisimov, I.V. Gunko, D.V. Borysiuk

It is shown that at the end of the jet with high velocity jet decay begins in the vicinity of the nozzle. Based on the research it found that the boundary of the transition from one stage to another jet decay depends on the initial perturbation occurring in the fuel stream moving in a nebulizer. The mathematical model of the quality of fuel atomization. Graphically shows the dependence of the course and speed of the plunger from the angle of rotation of the cam shaft, changing the fuel leaks through the gap "needle spray" with variable speed and loaded modes and their influence on the quality of fuel atomization

*Keywords:* injection, fuel atomization, jet, nozzle, valve, engine, operating parameters.