

**НАСОС-ФОРСУНКА ДИЗЕЛЯ С КОЛЬЦЕВЫМ
УПРАВЛЯЮЩИМ КЛАПАНОМ****Габдрафиков Ф. З., Айсуваков И. Н., Галиев И. Г.**

Реферат. Исследования проводили с целью модернизации насос-форсунки с гидроприводом плунжера системы HEUI с разработкой модели управляющего клапана на основе разрезного упругого кольца, обеспечивающего быстродействие управления впрыском топлива. Модернизированное устройство отличается от существующих тем, что вместо управляющего свободно плавающего клапана (шарика) или подвижного тарельчатого с пружинами в клапанном узле устанавливается клапан в виде разрезного упругого кольца. Один конец этого кольца закреплен жёстко, другой – свободно с возможностью перемещения для перекрытия сливного канала жидкости. Канал перекрывает свободная кромка кольца при включенном электромагните (установленном с зазором внутри кольца), а также (при отсутствии или неисправности электромагнита) от хода самого клапана под давлением подаваемой жидкости. При модернизации насос-форсунки предлагаемым способом и использовании кольцевого управляющего клапана с электронным управлением (с оптимальными параметрами кольца) достигается новый технический эффект – сокращение времени срабатывания клапана управления. Происходит это благодаря тому, что свободная кромка разрезного упругого кольца, как механический мультипликатор, перекрывает сливной канал в π раз быстрее хода клапана при его подъеме от давления потока жидкости или сигнала при включенном электромагните. Кольцевой клапан одновременно выполняет роль пружины для возврата в исходное положение, максимально упрощая конструкцию. В ходе исследований выведено новое математическое выражение для расчета хода клапана в зависимости от его конструктивных параметров. С использованием этой формулы установлены оптимальные параметры управляющего кольцевого клапана насос-форсунки, влияющие на качество впрыскивания топлива в широком диапазоне работы дизеля: диаметр – 20 мм, ширина кольца – 12 мм, толщина – 0,46 мм, диаметр канала подвода управляющей жидкости – 3 мм.

Ключевые слова: насос-форсунка, кольцевой клапан, управляющий клапан, дизельный двигатель.

Введение. Известные зарубежные фирмы-ведущие производители топливных систем, такие как Lucas, Denso, Bosch и другие разрабатывают системы с новыми вариантами топливоподачи, позволяющие обеспечивать максимальное давление впрыскивания до 200 МПа, отдавая приоритет системам с насос-форсунками [1, 2, 3]. Преимущества насос-форсунки заключаются в высоком давлении впрыскивания и возможности гибкого регулирования топливоподачи [4, 5, 6].

По информации зарубежных фирм (Caterpillar, Bosch, Cummins), весьма перспективны системы топливоподачи с насос-форсунками с гидроприводом и электронным управлением (HEUI – Hydraulically actuated Electronically controlled Unit Injection). Они сочетают в себе признаки отдельных и аккумуляторных систем [7, 8, 9]. При использовании системы HEUI затраты мощности на получение высокого интенсивного давления впрыскивания существенно меньше, чем при применении Common Rail [10, 11, 12].

Один из конструктивных недостатков насос-форсунки HEUI – необходимость использования управляющего клапана с большим проходным сечением и наличие возвратной пружины, обуславливающих увеличение объема внутрикапанной полости и, как след-

ствии, влияющих на длительность времени срабатывания клапана и потребляемого им тока [13, 14, 15].

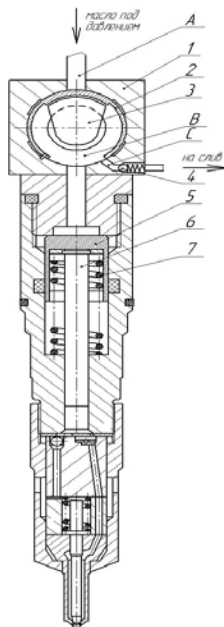
Цель нашего исследования – модернизация насос-форсунки с разработкой модели управляющего клапана на основе разрезного упругого кольца, обеспечивающего быстродействие управления впрыском топлива.

Условия, материалы и методы исследований. Для достижения поставленной цели мы предлагаем модернизировать насос-форсунку системы HEUI (со сложной системой регулятора давления гидропривода плунжера) путем существенного упрощения управляющего клапанного узла.

В качестве управляющего клапана использовали разрезное кольцо, способное функционировать под действием электронного управления и автономно благодаря упругости.

Насос-форсунка (рисунок 1) работает следующим образом. Электронный блок управления на основании входных сигналов от различных электронных датчиков в определенный момент подает ток на электромагнит 3. Создается магнитная сила, притягивающая кольцевой клапан 2. В этот момент происходит соединение канала (А) с надпоршневой полостью В, свободная кромка клапана 2 перекрывает сливной канал С, перемещаясь при

этом дополнительно на величину $\pi \cdot h$ (h – величина подъема клапана) по гнезду в корпусе 1. Рабочая жидкость (масло) под давлением поступает из насоса в верхнюю полость нагнетательного поршня 5, затем за счет давления поршня 5 с плунжером 6 перемещается вниз, обеспечивая впрыскивание топлива.



1 – корпус клапана; 2 – клапан кольцевой; 3 – электромагнит; 4 – клапан сливной; 5 – поршень нагнетательный; 6 – плунжер; 7 – пружина

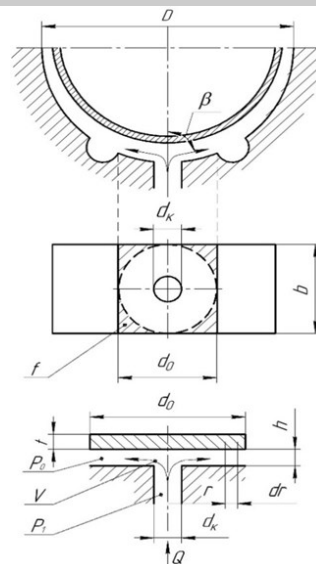
Рисунок 1 – Усовершенствованная насос-форсунка с электронно-управляемым кольцевым клапаном и гидроприводом плунжера.

Впрыскивание топлива завершается после выключения тока с электронного блока управления. При этом благодаря собственной упругости кольцевой клапан 2 возвращается в исходную позицию, соединяя полость (B) с каналом слива (C) и перекрывая канал (A). Нагнетательный поршень 5 под действием пружины 7 возвращается в исходное положение, а жидкость уходит на слив.

В гнезде кольцевой клапан 2 надежно удерживает закрепленная кромка, а также его собственная упругость и остаточное давление жидкости, благодаря чему он может функционировать без электронного управления только за счет гидропривода.

Важнейший показатель быстродействия управляющего кольцевого клапана (из-за особенности его конструкции в нашем случае) – ход (высота подъема) кольца h (рисунок 2) в зоне уплотнения канала подвода жидкости в процессе заполнения внутриклапанной полости.

Надежность работы и быстродействие гидропривода плунжера насос-форсунки с кольцевым управляющим клапаном определяет герметичность перекрытия свободной кромкой кольца сливного канала (C), зависящая от хода клапана. В этой связи конструктивные размеры самого кольцевого клапана должны быть определены из условия полного перекрытия канала (C) его свободной кромкой, то



h – ход клапана; t – толщина кольцевого клапана; d_0 – расстояние между выемками гнезда (диаметр рабочей зоны клапана); r – радиус рабочей зоны клапана

Рисунок 2 – Модель функционирования кольцевого клапана

есть её ходом равным $\pi \cdot h$. Поэтому весьма актуально определение оптимальных параметров кольцевого клапана, от которых зависит его ход h .

Обоснование конструктивных размеров и параметров кольцевого клапана проведем из условия баланса действующих на него сил (см. рисунок 2):

$$P_{\text{рад}} \cdot b \cdot D = P_{\text{ст}} + P_z \quad (1)$$

$$c\sigma = \Delta p f_k + Q\rho(v_1 - v_2 \cos\beta), \quad (2)$$

где D, b – диаметр и ширина кольцевого клапана соответственно, мм;

$P_{\text{ст}}$ – сила статического давления жидкости, Н;

P_z – гидродинамическая сила (реакция потока на клапан), Н;

d_k – диаметр канала подвода жидкости, мм;

Q – секундный расход жидкости, м³/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$P_{\text{рад}}$ – радиальное давление кольцевого клапана на стенку гнезда, Па;

c – жесткость разрезного кольца, Н/мм;

σ – разница диаметров кольца (до его разреза) и гнезда клапана, мм;

$\Delta p = (p_1 - p_0)$ – перепад давления до (p_1) и после (p_0) клапана, Па;

$f_k = \pi d_k^2 / 4f$ – площадь поперечного сечения топливоподающего канала, мм²;

v_1, v_2 – средние скорости жидкости перед клапаном и в его щели, м/с;

β – угол направления потока топлива (для случая, допускается $\beta = 90^\circ$).

Для относительно небольшого подъема кольца можно допустить, что течение жидко-

сти между ним и гнездом клапана – ламинарное, а для расчета использовать известные уравнения сплошности и энергии потока [12].

В случае, когда зону действия потока жидкости определяют ширина кольца, диаметр подводящего канала и расстояние между выемками гнезда d_0 , можно допустить, что течение жидкости происходит как между плоскими радиальными дисками, и рассматривать зону уплотнения кольца как круглый плоский клапан (то есть пренебрегать заштрихованными участками f , см. рисунок 2).

Для расчета давления и скорости жидкости при её ламинарном течении между плоскими дисками (зона уплотнения в этом случае находится между кольцом и гнездом клапана) используем уравнение Навье-Стокса.

Уравнением движения жидкости будет математическое выражение равновесия сил, приложенных к элементу жидкости, при условии их непрерывности, которое в векторной форме можно представить следующим образом:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v(\text{grad} v) = \nu(\text{div grad} v) - \frac{1}{\rho} \text{grad} p, \quad (3)$$

где $\partial v/\partial t$ – локальная составляющая полного ускорения жидкости, связанная с изменением скорости жидкости во времени (учитывает неустановившийся характер течения);

$v(\text{grad} v)$ – конвективная составляющая ускорения, связанная с изменением скорости перемещения жидкости (учитывает перемещение частиц жидкости);

$\nu(\text{div grad} v)$ – конвективная составляющая ускорения, учитывающая кинематическую вязкость жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

$1/\rho \cdot \text{grad} p$ – локальное ускорение частиц жидкости из-за изменения давления;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Уравнение энергии выражается законом сохранения энергии:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v(\nabla T) = \alpha(\text{div grad} T) - \frac{1}{vc} \frac{d\Phi}{dt}, \quad (4)$$

где $\partial T/\partial t$ – частное производное, показывающее локальное изменение значения температуры жидкости во времени;

$v(\nabla T)$ – дифференциальный оператор изменения температуры (учитывает конвективный перенос тепла);

$\alpha(\text{div grad} T)$ – изменение количества теплового потока в температурном поле за счет переданной теплоты теплопроводностью;

$\alpha = \lambda / c\rho$ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$,

λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/\text{мК}$;

$\frac{1}{vc} \frac{d\Phi}{dt}$ – изменение плотности теплового потока во времени за счет выделенной теплоты внутренними источниками (нагрева жидкости, фазового перехода);

c – удельная массовая теплоемкость среды $\text{Дж}/\text{кгК}$.

$$\text{div} v = 0 \quad (5)$$

В таком случае уравнение движения жидкости Навье-Стокс, для расчета давлений и скоростей можно записать в цилиндрической системе координат:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\varphi^2}{r} = \\ & = \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \right. \\ & \left. - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{v_r}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \\ & = \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}, \end{aligned} \quad (7)$$

где v_r, v_φ, v_z – составляющие скорости движения жидкости по радиусу, по уплотняющей окружности поверхности кольца и по оси хода кольца, $\text{м}^2/\text{с}$;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

r – радиус рабочей зоны кольцевого клапана, мм ;

z – величина подъема клапана в рабочей зоне, мм .

Закон сохранения массы выражается уравнением сплошности (неразрывности) потока:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0. \quad (8)$$

Учитывая, что вязкость и температура жидкости остаются постоянными, принимать их во внимание при расчетах уравнения энергии не будем.

Упростим уравнения движения (6 и 7) для рассматриваемого случая, приняв:

$v_z = 0$ (положение кольцевого клапана, открытое);

$v_\varphi = 0$ (течение жидкости в рабочей зоне клапана только по радиусу).

Тогда при $v = \text{const}$ уравнения (6), (7) и (8) примут следующий вид:

$$\nu \frac{\partial v_r}{\partial r} = \nu \left(\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r}{r^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \quad (10)$$

$$\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v_r}{r} = 0. \quad (11)$$

Граничные условия: $z = 0, v_r = 0; v_z = 0; z = h, v_\varphi = 0, v_r = v(r, z)$

Подставив величину $\partial^2 v_r / \partial r^2$, определяемую из выражения (11), в формулу (9) получим исходное уравнение для определения давления жидкости и скорости между кольцом и гнездом в рабочей зоне клапана:

$$\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} = 0. \quad (12)$$

Приняв, что $v \frac{\partial v}{\partial r}$ значительно меньше, и с учетом $v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$ выражения (12) получим уравнение (9) в следующем виде:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right). \quad (13)$$

Интегрируя по z , находим:

$$v = \frac{1}{2\rho\nu} \frac{\partial p}{\partial r} z^2 + C_1 z + C_2, \quad (14)$$

где C_1 и C_2 – константы интегрирования, значения которых находим из граничных условий. В рассматриваемом случае граничные условия $v = 0$ при $z = 0$ и $z = h$, тогда уравнение (14) примет вид:

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} (z^2 - hz), \quad (15)$$

где μ – динамическая вязкость топлива, Па·с

Расход поступающей жидкости в рабочей зоне кольцевого клапана можно определить с помощью следующего уравнения [16]:

$$Q = 2\pi r h v_{cp}, \quad (16)$$

где $v_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h v dz$.

Подставив из уравнения (15) значение v после интегрирования, получим:

$$v_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h v dz = v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{1}{h} \int_0^h (z^2 - hz) dz = \frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r}. \quad (17)$$

При подстановке в уравнение (16) значения v_{cp} , можно получить другое выражение для расчета расхода жидкости:

$$Q = -\frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{dp}{dr}. \quad (18)$$

Уравнение движения жидкости между плоскими дисками для бесконечно малой радиальной длины dr выглядит следующим образом:

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\mu Q}{\pi r h^3}. \quad (19)$$

Интегрируя уравнение (19) по радиусу r , получим:

$$p = -\frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln r + C_3. \quad (20)$$

Постоянную интегрирования C_3 и расход Q можно определить, используя следующие граничные условия:

$$\left. \begin{aligned} p &= p_0 \text{ при } r = r_0 \\ p &= p_k \text{ при } r = r_k \end{aligned} \right\}$$

Отсюда:

$$C_3 = p_0 + \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln r_0. \quad (21)$$

Подставив выражение (21) в уравнение (20), получим:

$$p - p_0 = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_0}{r}. \quad (22)$$

При $r = r_k \Rightarrow p = p_1$ уравнение (22) примет вид:

$$p_1 - p_0 = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_0}{r_k} \text{ или } \Delta p = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{d_0}{d_k}. \quad (23)$$

Для этого случая расстояние между выемками гнезда кольца d_0 определяется шириной кольца b , то есть $d_0 = b$, тогда уравнение (23) будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta p = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{b}{d_k}. \quad (24)$$

Отсюда получаем уравнение расхода поступающей жидкости в рабочей зоне клапана:

$$Q = \frac{\Delta p \pi h^3}{6\mu \ln \frac{b}{d_k}}. \quad (25)$$

Распространение давления жидкости в рабочей зоне клапана определим интегрированием выражения (18), при $r = r_0 \Rightarrow p = p_0$:

$$p_0 = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_0}{r}. \quad (26)$$

С учетом радиуса канала подвода жидкости и давления в канале (рисунок 2), при $r = r_k \Rightarrow p = p_1$

$$p_1 = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{r_0}{r_k}. \quad (27)$$

Распространение давления по радиусу зазора в рабочей зоне определяется из следующего выражения [16, 17]:

$$p = \Delta p \frac{\ln \frac{r_0}{r}}{\ln \frac{r_0}{r_k}}. \quad (28)$$

Для расчета гидродинамической силы давления P_z , поднимающей кольцо, рассмотрим

элементарную силу, действующую на радиус рабочей зоны клапана на длину dr :

$$dP_z = 2\pi r p dr. \quad (29)$$

Тогда на всю поверхность кольца клапана будет действовать сила:

$$P_z = 2\pi \int_0^{r_0} p r dr. \quad (30)$$

Подставив выражение (28) в (30), можно, интегрируя, найти силу P_z :

$$\begin{aligned} P_z &= 2\pi \int_0^{r_0} \Delta p r \frac{\ln \frac{r_0}{r}}{\ln \frac{r_0}{r_k}} dr = \frac{2\pi \Delta p}{\ln \frac{r_0}{r_k}} \int_0^{r_0} \frac{r_0}{r} r dr = \\ &= \frac{2\pi \Delta p}{\ln \frac{r_0}{r_k}} \int_0^{r_0} \frac{r_0}{r} (\ln r_0 - \ln r) dr = \\ &= \frac{2\pi \Delta p}{\ln \frac{r_0}{r_k}} \left[\ln r_0 \int_0^{r_0} r dr - \int_0^{r_0} \ln r dr \right], \\ \int_0^{r_0} r \ln r dr &= \lim_{b \rightarrow 0+} \int_b^{r_0} r \ln r dr = \\ &= \lim_{b \rightarrow 0+} \left[\frac{r^2 \ln r}{2} \Big|_b^{r_0} - \frac{1}{2} \int_b^{r_0} \frac{r^2}{r} dr \right] = \\ &= \lim_{b \rightarrow 0+} \left[\frac{r_0^2}{2} \ln r_0 - \frac{b^2}{2} \ln b - \frac{r^2}{4} \Big|_b^{r_0} \right] = \\ &= \lim_{b \rightarrow 0+} \left[\frac{r_0^2}{2} \ln r_0 - \frac{r_0^2}{4} - \frac{b^2}{2} \ln b + \frac{b^2}{4} \right] = \frac{r_0^2}{2} \ln r_0 - \frac{r_0^2}{4}, \\ P_z &= \frac{2\pi \Delta p}{\ln \frac{r_0}{r_k}} \left(\frac{r_0^2}{2} \ln r_0 - \frac{r_0^2}{4} \ln r_0 + \frac{r_0^2}{4} \right) = \frac{\pi \Delta p r_0^2}{2 \ln \frac{r_0}{r_k}}. \quad (31) \end{aligned}$$

или

$$P_z = \frac{\pi \Delta p d_0^2}{8 \ln \frac{d_0}{d_k}}. \quad (32)$$

Тогда, подставив выражение (32) в уравнение (1), запишем его в следующем виде:

$$c\sigma = \Delta p \frac{\pi d_k^2}{4} + \frac{\pi p d_0^2}{8 \ln \frac{d_0}{d_k}} = \frac{\pi}{8} \Delta p \left(2d_k^2 + \frac{d_0^2}{\ln \frac{d_0}{d_k}} \right). \quad (33)$$

Если учесть, что d_0 определяет ширина кольца, то есть $d_0 = b$ и подставить вместо Δp из выражения (28) его значение, то уравнение (33) примет следующий вид:

$$c\sigma = \frac{3\mu Q}{4h^3} \left(b^2 + 2d_k^2 \ln \frac{b}{d_k} \right). \quad (34)$$

Отсюда найдем ход клапана:

$$h = \sqrt[3]{\frac{3\mu Q \left(b^2 + 2d_k^2 \ln \frac{b}{d_k} \right)}{4c\sigma}}. \quad (35)$$

Жесткость кольца c определяется из соотношения баланса сил (1) и (2):

$$c\sigma = p_{pa0} b D. \quad (36)$$

и после подстановки вместо p_{pa0} его значения для кольца с эксцентричными поверхностями (кривые брусья переменного сечения) формула его расчета будет выглядеть следующим образом:

$$c = \frac{2Et^3 b}{3D^3}. \quad (37)$$

Из выражения (35) и (36) вытекает, что на ход кольцевого клапана h влияют расход топлива Q , диаметр канала d_k , ширина b , диаметр D и жесткость кольца c .

Подставив значение жесткости кольцевого клапана (37) в выражение (35), получим следующее выражение для расчета хода кольцевого клапана:

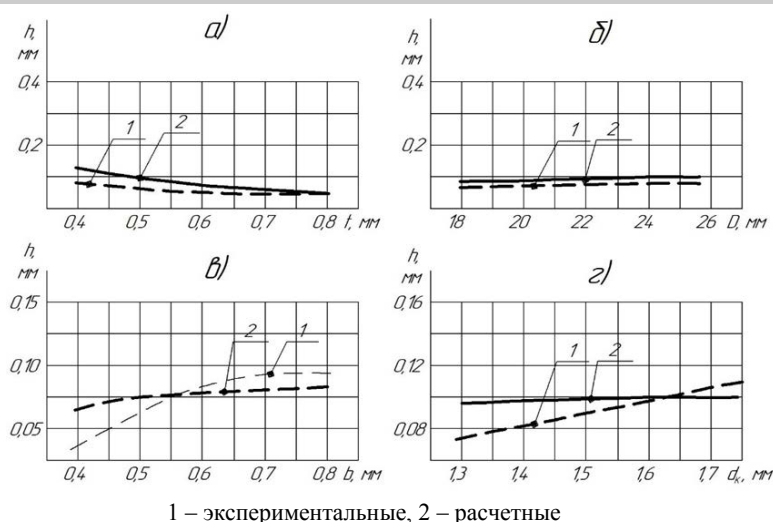
$$h = \frac{D}{2t} \sqrt[3]{\frac{9\mu Q \left(b + 2 \frac{d_k^2}{b} \ln \frac{b}{d_k} \right)}{\sigma E}}. \quad (38)$$

С использованием выражения (38) мы провели вычисления с целью расчета оптимальных параметров и размеров клапана. Как переменные величины приняты были жесткость кольца (включает диаметр, толщину и ширину клапана) и диаметр канала подвода жидкости. По конструктивным соображениям граничные условия при этом определяли по монтажным и габаритным размерам насос-форсунки. Для проведения расчетов оптимальных размеров клапана были разработаны специальные программы [12].

Для экспериментальных исследований хода кольцевого клапана предварительно изготовили специальное устройство с различными сменными гнездами кольца и датчиком перемещения [2, 12].

Анализ и обсуждение результатов исследований. Результаты исследований в целом подтвердили согласованность расчетных и экспериментальных данных (рисунок 3). С уменьшением толщины и увеличением диаметра кольца (то есть с уменьшением его жесткости) ход клапана становился больше. То же самое происходило с увеличением диаметра канала подвода жидкости d_k (из-за увеличения площади рабочей зоны кольца, воспринимающей гидродинамическую силу давления жидкости).

Из данных эксперимента (см. рисунок 3) следует, что наибольший ход (0,14 мм) достигается при клапане с диаметром кольца 20 мм, шириной 12 мм, толщиной 0,46 мм и диаметре канала 3 мм.



1 – экспериментальные, 2 – расчетные
 Рисунок 3 – Зависимости хода кольцевого клапана от толщины (а), диаметра кольца (б), ширины (в) и диаметра подводящего канала (г)

Существенного расхождения экспериментальных и расчетных данных по определению хода кольцевого клапана при различных цикловых подачах жидкости (топлива) также не наблюдали, особенно на высоких частотах вращения вала и больших подачах (рисунок 4).

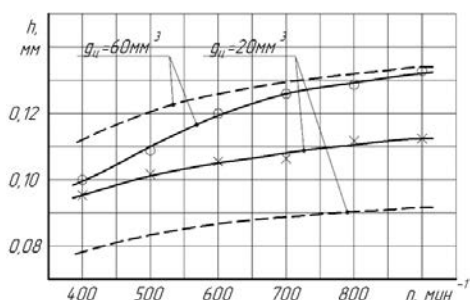


Рисунок 4 – Зависимости хода клапана от частоты вращения вала при различных цикловых подачах (g_u) жидкости: экспериментальные – сплошные, расчетные – штриховые

Испытания кольцевого клапана, изготовленного с учетом установленных параметров (диаметры наружного и внутреннего кольца до разреза – 20 мм и 19,3 мм соответственно, эксцентриситет между поверхностями – 0,11 мм), показали, что при модернизации насос-форсунки с применением кольцевого управляющего клапана с электронным управлением (с оптимальными параметрами кольца) возникает новый технический эффект – сокращение времени срабатывания клапана управления. Он достигается тем, что свобод-

ная кромка разрезного кольца как механический мультипликатор перекрывает сливной канал в π раз быстрее хода самого клапана при его подъеме от давления потока жидкости или сигнала при включенном электромагните. Кольцевой клапан одновременно выполняет роль пружины для возврата в исходное положение самого клапана, максимально упрощая конструкцию насос-форсунки.

Выводы. На основе использования в качестве управляющего клапана разрезного упругого кольца модернизирована насос-форсунка дизеля с гидроприводом плунжера системы HEUI с разработкой математической модели функционирования кольцевого клапана. Использование в насос-форсунке кольцевого клапана позволило получить новый технический эффект – сокращение времени срабатывания клапана управления. В результате увеличения скорости перекрытия канала слива (в 3,14 раз) свободной кромкой кольца, как механическим мультипликатором, повышается быстродействие системы управления и, как следствие, качество впрыскивания топлива в широком диапазоне работы дизеля.

Выведено математическое выражение для расчета хода кольцевого клапана в зависимости от его конструктивных параметров. Оптимальные размеры управляющего кольцевого клапана насос-форсунки, влияющие на качество ее работы: диаметр – 20 мм, ширина кольца – 12 мм, толщина – 0,46 мм, диаметр канала подвода управляющей жидкости – 3 мм.

Литература

1. Грехов Л. В. Проектирование топливных насосов высокого давления для аккумуляторных систем дизелей // Машиностроение. 2001. № 12. С. 27-32.
2. Габдрафиков Ф. З. Повышение экономичности и надежности дизельного двигателя путем стабилизации параметров топливоподачи // Автоматизация и современные технологии. 2004. №9. С. 36-38.

3. Salykin E. A., Lipilin V. I., Skorobogatov A. A. Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines Author links open overlay panel // *Procedia Engineering*. 2017. Volume 206. P. 1552-1557
4. Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А. Топливные аппаратуры и системы управлений дизелем. М.: Изд-во «Легион – Автодата», 2005. 344 с.
5. Скоростное форсирование топливного насоса в системах топливоподачи малых дизелей / Е.А. Салыкин, Д.С. Березкозов, В.И. Липилин и др. // *Известия Волг ГТУ*, 2011. С. 19-21.
6. Dexing Qian, Ridong Liao, Jianhua Xiang, Baigang Sun and Shangyong Wang (2016) Fluid-Structure Interaction Analysis on the Performance of the High-Pressure Fuel Pump for Diesel Engines. ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Phoenix, Arizona, USA, 2016
7. Мальчук В. И., Скороделов С. Д., Киньонес Г. Л. Совершенствование энергетического баланса разделенных топливных систем дизелей в условиях форсирования топливоподачи по давлению вспрыскивания // *Вестник МАДИ (ГТУ)*. 2008. вып. 3(14). С. 55-60.
8. Габдрафиков Ф.З., Абраров М.А. Модернизированная насос-форсунка с электронно-управляемым кольцевым клапаном // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 2010. №6. С.21-22
9. Peng Liu, Liyun Fan, Qaisar Hayat, De Xu, Xiuzhen Ma, and Enzhe Song. Research on key factors and their interaction effects of electromagnetic force of high-speed solenoid valve. Hindawi Publishing Corporation. *The Scientific World Journal*. Volume 2014, Article ID 567242, 13 pages.
10. Управление работоспособностью техники с учетом условий аграрного производства / И. Г. Галиев, А. А. Мухаметшин, И. Р. Исхаков и др. // *Вестник Казанского ГАУ*. 2010. Т. 5. № 3 (17). С. 86-88.
11. Miloljub S. Štavljanin. Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems // *Vojnotehnički glasnik / military technical courier*. 2017. Vol. 65. Issue 2. pp. 421-441.
12. Theoretical and experimental study of a hydraulically actuated diesel pump-injector unit with electronically controlled ring valve / F. Z. Gabdrafikov, M. A. Abrarov, S. B. Shamukaev et al. // *FME transactions*. 2019. Т. 47. №3. С. 576-584.
13. HEUI Injector Modeling and ROI Experiments for High Injection Pressure of Diesel and Dimethyl Ether (DME) / X. Zhu, S. Limbu, K. Cung et al., // *SAE Technical Paper*. 2016. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0855>.
14. Wenfu Sun, Xiaoqin Mo. Simulation of Solenoid Valve Characteristics of Electronically Controlled Fuel System for Diesel Engine // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 381. 2018. 012065
15. Lara Gudiño, Omar Santiago, Chamorro Yandun, Esteban Ramiro Modelación y simulación de los inyectores HEUI de un motor Cat c7. Modelación y simulación; inyectoresheui de un motor cat c7.23-feb-2018.<http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/7984>
16. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
17. Krivtsov S.N., Yakimov I.V., Ozornin S.P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 327. 2018. 042057.

Сведения об авторах

Габдрафиков Фаниль Закариевич – доктор технических наук, профессор кафедры теплоэнергетики и физики, e-mail: gabdrafikov@mail.ru

Айсываков Иршат Наилевич – инженер, соискатель кафедры теплоэнергетики и физики, e-mail: cvbn665@mail.ru

ФГБОУ ВО «Башкирский государственный аграрный университет», г. Уфа, Россия

Галиев Ильгиз Гакифович – доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта машин, e-mail: drGali@mail.ru

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», г. Казань, Россия.

DIESEL INJECTOR PUMP WITH RING CONTROL VALVE

Gabdrafikov F.Z., Aysuvakov I.N., Galiev I.G.

Abstract. The studies were carried out with the aim of modernizing the pump injector with a hydraulic actuator of the HEUI system plunger with the development of a control valve model based on a split elastic ring that provides fast fuel injection control. The upgraded device differs from the existing ones in that instead of a control freely floating valve (ball) or a poppet valve with springs, a valve in the form of a split elastic ring is installed in the valve assembly. One end of this ring is fixed rigidly, the other is freely movable to block the drain channel of the liquid. The canal overlaps the free edge of the ring when the electromagnet is turned on (installed with a gap inside the ring), and also (in the absence or malfunction of the electromagnet) from the valve itself running under the pressure of the supplied fluid. When upgrading the pump injector by the proposed method and using an annular control valve with electronic control (with optimal ring parameters), a new technical effect is achieved - reducing the response time of the control valve. This is due to the fact that the free edge of the split elastic ring, like a mechanical multiplier, blocks the drain canal π times faster than the valve stroke when it rises from the pressure of the fluid flow or signal when the electromagnet is on. The ring valve simultaneously acts as a spring to return to its original position, simplifying the design as much as possible. In the course of research, a new mathematical expression was derived for calculating the valve stroke depending on its design parameters. Using this formula, the optimal parameters of the control ring valve of the pump injector were established, which affect the quality of fuel injection in a wide range of diesel operation: diameter - 20 mm, ring width - 12 mm, thickness - 0.46 mm, diameter of the control fluid supply canal - 3 mm.

Key words: pump injector, annular valve, control valve, diesel engine.

References

1. Grekhov L.V. Design of high-pressure fuel pumps for diesel battery systems. [Proektirovanie toplivnykh nasosov vysokogo davleniya dlya akkumulyatornykh sistem dizeley]. // *Mashinostroenie. - Mechanical Engineering*. 2001. № 12. P. 27-32.
2. Gabdrāfikov F. Z. Improving the efficiency and reliability of a diesel engine by stabilizing the fuel supply parameters. [Povyshenie ekonomichnosti i nadezhnosti dizelnogo dvigatelya putem stabilizatsii parametrov toplivopodachi]. // *Avtomatizatsiya i sovremennye tekhnologii. - Automation and modern technology*. 2004. №9. P. 36-38.
3. Salykin E. A., Lipilin V. I., Skorobogatov A. A. Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines Author links open overlay panel // *Procedia Engineering*. 2017. Volume 206. P. 1552-1557.
4. Grekhov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. *Toplivnye apparatury i sistemy upravleniy dizelem*. [Fuel equipment and diesel control systems]. M.: Izd-vo "Legion – Avtodata", 2005. P. 344.
5. High-speed boosting of the fuel pump in the fuel supply systems of small diesel engines. [Skorostnoe forsirovanie toplivnogo nasosa v sistemakh toplivopodachi malykh dizeley]. / E.A. Salykin, D.S. Berezyukov, V.I. Lipilin and others. // *Izvestiya Volg GTU - News of Volga State Technical University*. 2011. P. 19-21.
6. Dexing Qian, Ridong Liao, Jianhua Xiang, Baigang Sun and Shangyong Wang (2016) Fluid-Structure Interaction Analysis on the Performance of the High-Pressure Fuel Pump for Diesel Engines. ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Phoenix, Arizona, USA, 2016.
7. Malchuk V. I., Skorodelov S. D., Kinones G. L. Improving the energy balance of divided fuel systems of diesel engines under conditions of boosting fuel supply by injection pressure. [Sovershenstvovanie energeticheskogo balansa razdelennykh toplivnykh sistem dizeley v usloviyakh forsirovaniya toplivopodachi po davleniyu vspryskivaniya]. // *Vestnik MADI (GTU). – The herald of Moscow automobile and road construction State Technical University*. 2008. Issue 3 (14). P. 55-60.
8. Gabdrāfikov F.Z., Abrarov M.A. Upgraded pump nozzle with electronically controlled annular valve. [Modernizirovannaya nasos-forsunka s elektronno-upravlyаемym koltsevym klapanom]. // *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. - Mechanization and electrification of agriculture*. 2010. №6. P. 21-22.
9. Peng Liu, Liyun Fan, Qaisar Hayat, De Xu, Xiuzhen Ma, and Enzhe Song. Research on key factors and their interaction effects of electromagnetic force of high-speed solenoid valve. Hindawi Publishing Corporation. The Scientific World Journal. Volume 2014, Article ID 567242, 13 pages.
10. Management of the technic's operability, taking into account the conditions of agricultural production. [Upravlenie rabotosposobnostyu tekhniki s uchetom usloviy agrarnogo proizvodstva]. / I. G. Galiev, A. A. Mukhametshin, I. R. Iskharov and others // *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – The herald of Kazan State Agrarian University*. 2010. Vol. 5. № 3 (17). P. 86-88.
11. Miloljub S. Štavljanin. Mathematical modeling and identification of the mathematical model parameters of diesel fuel injection systems // *Vojnotehnički glasnik / military technical courier*. 2017. Vol. 65. Issue 2. P. 421-441.
12. Theoretical and experimental study of a hydraulically actuated diesel pump-injector unit with electronically controlled ring valve / F. Z. Gabdrāfikov, M. A. Abrarov, S. B. Shamukaev et al.// *FME transactions*. 2019. T. 47. №3. P. 576-584.
13. HEUI Injector Modeling and ROI Experiments for High Injection Pressure of Diesel and Dimethyl Ether (DME) / X. Zhu, S. Limbu, K. Cung et al., // *SAE Technical Paper*. 2016. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0855>.
14. Wenfu Sun, Xiaoqin Mo. Simulation of Solenoid Valve Characteristics of Electronically Controlled Fuel System for Diesel Engine // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 381. 2018. 012065.
15. Lara Gudiño, Omar Santiago, Chamorro Yandun, Esteban Ramiro Modelación y simulación de los inyectores HEUI de un motor Cat c7. Modelación y simulación; inyectoresheui de un motor cat c7.23-feb-2018.<http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/7984>.
16. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika. / 2-e izd., pererab.* [Engineering hydraulics. / 2nd edition, revised]. M.: Mashinostroenie, 1971. P. 672.
17. Krivtsov S.N., Yakimov I.V., Ozornin S.P. Numerical analysis and experimental studies on solenoid common rail diesel injector with worn control valve // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 327. 2018. 042057.

Authors:

Gabdrāfikov Fanil Zakariyevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Thermal power engineering and Physics Department, gabdrāfikov@mail.ru
 Aysuvakov Irshat Nailovich – engineer, applicant for Thermal power engineering and Physics Department cvbn665@mail.ru
 Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia
 Galiev Ilgiz Gakifovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Operation and Repair of machines Department, e-mail: drGali@mail.ru
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.