

ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ НАСОСА С ПРУЖИННЫМ ПРИВОДОМ ПЛУНЖЕРА

THE STUDY OF FUEL PUMP WITH A SPRING DRIVEN PLUNGER PROCESS CHARACTERISTICS

Цель. Установление влияния основных параметров топливной системы с пружинным приводом плунжера топливного насоса на характеристики топливоподачи.

Методы исследования. Исследуются законы движения основных прецизионных пар топливного насоса с пружинным приводом плунжера, а также изменения давления в надплунжерной полости, в полости штуцера нагнетательного клапана, скорости движения перемещения плунжера и законы подачи топлива при различной жесткости пружины.

Результаты исследования. Решается проблема обеспечения оптимального сочетания характеристик подачи топлива с особенностями конструкции двигателя и его рабочего процесса, в том числе и на различных видах топлива (например, биотопливе). Возрастает продолжительность первой фазы процесса горения, что способствует повышению качества протекания видимого горения во второй фазе, а значит, и полному сгоранию любого вида топлива в третьей фазе (в том числе, и биотопливе). В результате мощность повышается, а удельный расход топлива снижается. Качество распыливания топлива не зависит от режимов работы (скоростного и нагрузочного) двигателя, что способствует повышению надежности его работы на частичных режимах.

Выводы. Исследуемая топливная система обеспечивает при постоянной цикловой подаче независимость давления впрыска от скоростного режима, что особенно важно при запуске и работе на частичных нагрузках, позволяет в широких пределах регулировать продолжительность подачи. Уменьшение продолжительности впрыска для любого вида смесеобразования и топлива (особенно биотоплива) приводит к значительному увеличению экономичности на любых режимах работы дизельного двигателя. Это легко достигается для рассматриваемой топливной системы изменением жесткости пружины или величины начальной деформации, последняя может регулироваться в зависимости от режима работы дизеля.

Ключевые слова: топливный насос, пружинный привод, впрыск топлива, распыливание топлива, периоды сгорания, плунжер, нагнетательный клапан, форсунка.

Введение

Одним из основных направлений усовершенствования систем топливоподачи дизеля является обеспечение качественного впрыска топлива в широком диапазоне чисел оборотов и нагрузок. Подача топлива в цилиндр должна происходить по определенному закону, что вызывается условиями сгорания, так как топливо впрыскивается в среду сжатого воздуха, который имеет высокое давление и температуру.

Первый период процесса горения рабочей смеси называется периодом задержки воспламенения, когда происходит подогрев, испарение, смешение топлива с воздухом и образование очагов пламени, длится с начала подачи в цилиндр топлива и кончается началом повышения давления в цилиндре в результате начавшегося

сгорания. Чем больше топлива было подано к началу первого периода, тем больше возникнет очагов пламени и тем интенсивнее будет протекать процесс горения во втором периоде — периоде быстрого сгорания. В этом периоде пламя от очагов быстро распространяется по всему объему камеры сгорания, охватывая все топливо как поступившее в течение первого периода, так и продолжающее поступать во втором периоде. Давление и температура при излишне большом количестве топлива, имеющемся в цилиндре к началу второго периода, будет быстро возрастать, вызывая «жесткую» работу дизеля, т.е. работу при резком повышении давления и температуры в цилиндре.

С другой стороны, если в первый период впрыска будет подано недостаточное количество топлива, то первый и второй периоды могут затянуться, распространение

горения по всему рабочему объему камеры замедлится, процесс горения растянется и третий период горения — период замедленного догорания при расширении газов — также станет слишком продолжительным. Это, как было указано ранее, весьма нежелательно.

Время, в течение которого подается вся порция топлива, или как принято говорить, продолжительность подачи по углу поворота вала, также должно быть строго определенным. Слишком малая продолжительность вызовет «жесткую» работу, слишком большая — догорание топлива и меньшую экономичность дизеля.

Основные результаты исследования

В исследуемой топливной системе с пружинным приводом плунжера (рисунок 1) впрыск топлива осуществляется под действием взведенной рабочей пружины 27, при освобождении которой плунжер 17 резко движется вверх, создавая большое давление топлива в штуцере 14, через который оно поступает в форсунку, затем в цилиндр двигателя в мелкораспыленном виде.

Воспользуемся уравнениями, связывающими процесс, протекающий в полости штуцера, с процессом в объеме распылителя форсунки [2]

$$\begin{aligned} \vartheta_k &= (1/Z) P_{k(t)} + 2W_{(t)}, \\ \vartheta_\phi &= (1/Z) (2P_{k(t-\tau)} - P_{\phi(t)} + 2ZW_{(t-\tau)}), \\ W_{(t+\tau)} &= 1/Z [P_{k(t-\tau)} - P_\phi + ZW_{(t-\tau)}], \end{aligned} \quad (1)$$

где ϑ_k — скорость нагнетательного клапана, Z — акустическое сопротивление, $P_{k(t)}$ — давление топлива в штуцере нагнетательного клапана, $W_{(t)}$ — значение отраженной волны давления, ϑ_ϕ — скорость иглы форсунки, $P_{\phi(t)}$ — давление начала подъема иглы форсунки.

На их основе построим математическую модель впрыска рассматриваемой топливной системы с приводом плунжера насоса высокого давления энергией сильно сжатой пружины.

Дифференциальное уравнение движения плунжера

Взведенная рабочая пружина, имеющая запас потенциальной энергии, совершая нагнетательный ход, преодолевает следующие силы:

- сопротивление трения в движущихся частях механизма R ,
- силу инерции движущихся частей механизма P_j ,
- давления топлива в надплунжерной полости P_n .

Упругая сила рабочей пружины выражается уравнением $P_s = K(h_y - h)$, (2)

где K — жесткость пружины, h_y — максимальная деформация пружины, h — перемещения плунжера.

Сила трения выразится зависимостью

$$R = R_0 + \sum r_i \quad (3)$$

где R_0 — сила трения плунжерной пары, $\sum r_i$ — сумма приведенных сил трения.

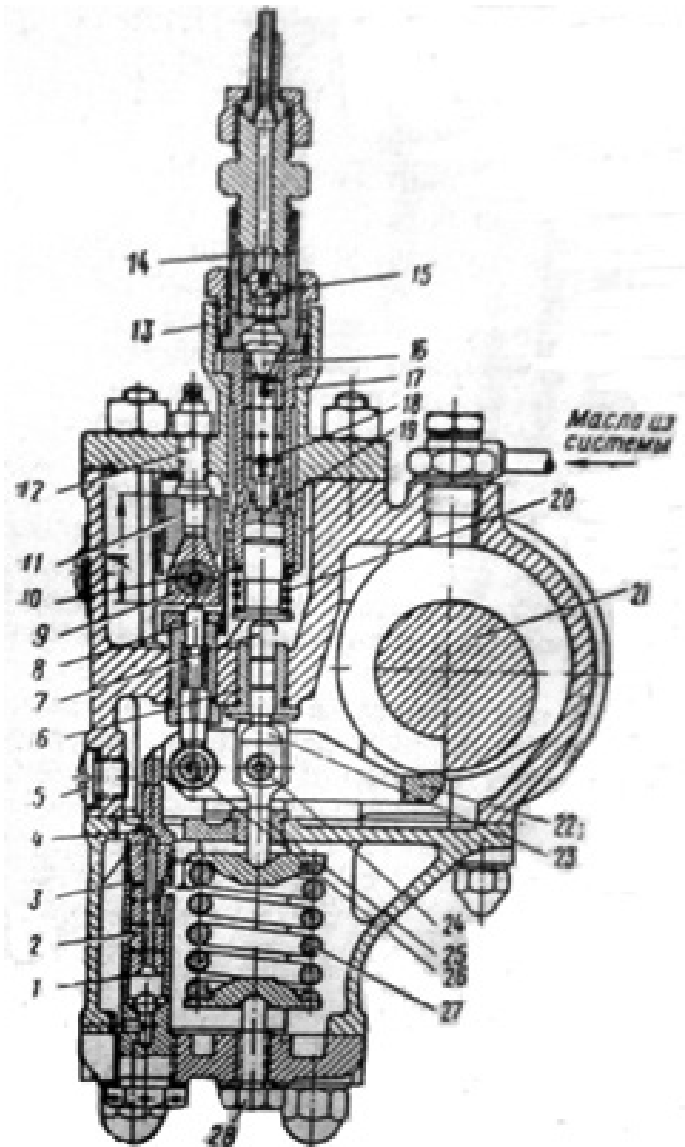


Рисунок 1 — Топливный насос с пружинным приводом плунжера [1]:

- 1 — цилиндр масляного насоса, 2 — плунжер масляного насоса, 3, 4 — калиброванные каналы в плунжере, 5 — контрольный винт, 6 — втулка, 7 — шток плунжера топливного насоса, 8 — стержень, 9 — подвижной клапан регулирования подачи топлива, 10 — тяга управления подвижными клиньями, 11 — неподвижный клин, 12 — регулировочный винт, 13 — корпус, 14 — штуцер, 15 — нагнетательный шариковый клапан, 16 — всасывающий клапан плунжера, 17 — плунжер, 18 — пружина всасывающего клапана, 19 — всасывающее отверстие в гильзе плунжера, 20 — пружина плунжера, 21 — кулачок вала топливных насосов, 22 — рычаг, 23 — вилка, 24 — ось, 25 — шток, 26 — ролик, 27 — пружина,

Силы инерции выразятся уравнением

$$P_j = Mh'', \quad (4)$$

где M — суммарная масса возвратно-поступательно движущихся частей, куда входят массы траверсы, $1/3$ массы пружины и масса плунжера, h'' — ускорение плунжера.

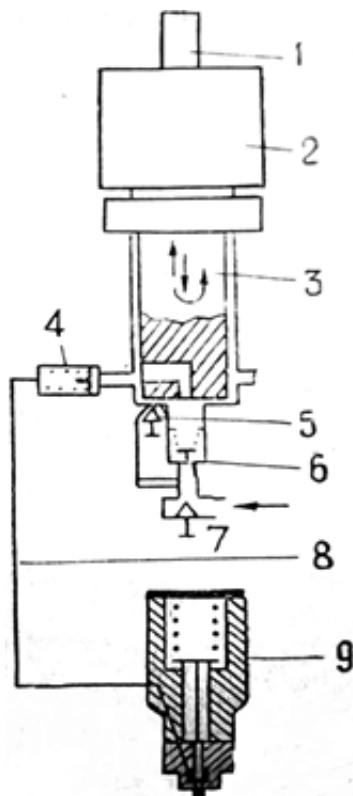


Рисунок 2 — Принципиальная схема исследуемой разделенной топливной системы

- 1 — привод насоса, 2 — привод плунжера, 3 — плунжер распределитель, 4 — нагнетательный клапан,
- 5 — регулирующая игла на перепуске, 6 — всасывающий клапан, 7 — дроселирующая игла на всасывании,
- 8 — топливопровод высокого давления, 9 форсунка

При нагнетательном ходе плунжера в движущихся частях механизма привода плунжера сила трения возникает только в плунжерной паре, которая несоизмеримо мала по сравнению с остальными, и ею можно пренебречь. Тогда дифференциальное уравнение плунжера запишется

$$Mh'' = P_s - P_n \cdot f_n, \quad (5)$$

или окончательно

$$h'' = (1/M)[K(h_0 - h) - f_n P_n]. \quad (6)$$

Дифференциальное уравнение движения иглы форсунки

Пренебрегая силой трения иглы о корпус распылителя, считаем, что при движении на нее действуют следующие внешние силы:

- сила предварительной затяжки иглы форсунки,
- сила упругости пружины, возникающая при подъеме иглы,
- сила давления топлива на конус иглы,
- сила инерции, равная

$$P f_{иг} = m_{иг} \cdot h_{иг}'' = (1/3 m_{пр} + m_{иг} + m_{шт}) h_{иг}'' \quad (7)$$

Тогда дифференциальное уравнение движения иглы запишется

$$h_{иг}'' = 1/m_{иг} (f_{иг} \cdot P_p - F_{жф} - \partial_{\phi} \cdot h_{иг}). \quad (8)$$

где $m_{иг}$ — масса иглы форсунки, $h_{иг}$ — перемещение иглы

форсунки, $m_{пр}$ — масса пружины клапана, $m_{шт}$ — масса штуцера, $f_{иг}$ — площадь поперечного сечения иглы, P_p — давление в распылителе, $F_{жф}$ — усилие предварительной затяжки пружины иглы, ∂_{ϕ} — жесткость пружины иглы форсунки.

Дифференциальное уравнение движения клапана

Движение клапана математическим выражением описывается аналогично, но здесь следует различать два участка движения клапана: первый — до выхода пояска из канала, второй — после выхода.

На первом участке клапан движется под действием разности гидростатических давлений.

На втором участке на клапан действует сила динамического взаимодействия между клапаном и потоком топлива.

$$h_k'' = (1/m_k)[f_k(P_n - P_k) - \partial h_k - F_{жф} + \sigma Z(f_n h' - f_k p_k' - Q_n')], \quad (9)$$

$$m_k = m + 1/3 m_{(пр)},$$

где m_k — масса нагнетательного клапана, P_n, P_k — давление топлива в надплунжерной полости и в штуцере нагнетательного клапана, $F_{жф}$ — усилие предварительной затяжки клапана, ∂ — единичная функция, Q_n' — величина подачи топлива.

Скорость изменения давления топлива в тракте высокого давления

Изменение давления в надплунжерной полости происходит под действием рабочей пружины пропорционально относительному сжатию и модулю упругости $P_n' = (1/\beta V_n)(f_n h' - f_0 \mu_0 \sqrt{(2/\rho)} \cdot \sqrt{(P_n - P_{вс})} - (f_k h_k')(1 - \sigma))$ при $h_k < h(K_0)$ (10)

Скорость изменения давления топлива в полости штуцера нагнетательного клапана запишется уравнением

$$P_k' = (1/\beta V_k)[f_k h_k'(1 - \sigma) + (f_n h' - Q_n')\sigma - (f_t/Z P_k) - 2f_t e^{-\alpha L} W_{\phi}], \quad (11)$$

где $V_k' = [(V_k \text{ при } h(K_0) > h_k] \text{ и } (V_k + V_n) \text{ при } h(K_0) \leq h_k$. (12)

Скорость изменения давления в распылителе форсунки запишется уравнением

$$P_p' = (1/\beta V_{\phi})[h_t \cdot (1/Z) 2e^{-\alpha L} P_{k(t-\tau)} - P_{\phi} + 2Ze^{-\alpha L} W_{(t-\tau)}] - f_k h_k' - P_{\phi} h_{\phi} \sqrt{(2/\rho)} \cdot \sqrt{(P_p - P_n)}, \quad (13)$$

где β — коэффициент сжимаемости топлива, V_n — объем надплунжерного пространства, f_0 — площадь поперечного сечения окна гильзы плунжера, μ_0 — коэффициент расхода окна гильзы, ρ — удельная плотность топлива, V_k — объем полости штуцера нагнетательного клапана, f_t — площадь поперечного сечения трубопровода высокого давления, V_{ϕ} — объем полости распылителя форсунки, μ_{ϕ} — коэффициент расхода сопла распылителя форсунки, f_{ϕ} — площадь поперечного сечения отверстий сопла распылителя.

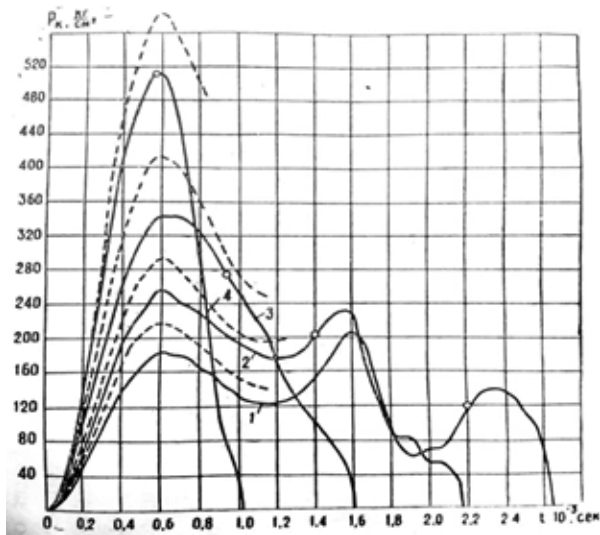


Рисунок 3 — Осцилограммы изменения давления в надплунжерной полости в зависимости от жесткости пружины при постоянной величине активного хода плунжера:
 1 — $K=75 \text{ кг/см}$, 2 — $K=100 \text{ кг/см}$, 3 — $K=135 \text{ кг/см}$, 4 — $K=200 \text{ кг/см}$, сплошная линия — $Q_{ц}=0,08 \text{ см}^3$, пунктирная линия — $Q_{ц}=0,12 \text{ см}^3$

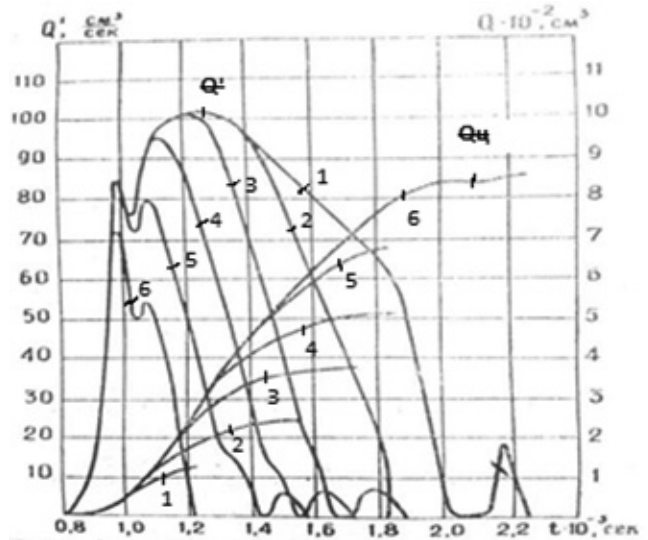


Рисунок 4 — Осцилограммы изменения давления топлива в полости штуцера нагнетательного клапана для $K=var$:
 1 — $K=75 \text{ кг/см}$, 2 — $K=100 \text{ кг/см}$, 3 — $K=135 \text{ кг/см}$, 4 — $K=200 \text{ кг/см}$

Следует отметить, что все дифференциальные уравнения, описывающие процесс впрыска, составлены относительно независимой переменной времени, а не угла поворота вала. Сделано это в связи с тем, что для систем с механическим аккумуляторным приводом плунжера протекание характеристик впрыска не связано с числом оборотов вала. Поэтому все характеристики, полученные в результате исследования, справедливы для любого рабочего скоростного режима вала привода насоса.

Рассмотрим влияние жесткости $\langle K \rangle$ пружины на основные характеристики процесса впрыска при регулировании цикловой подачи методом отсечки.

На рисунке 3 показаны кривые давления в надплунжерной полости для четырех значений $\langle K \rangle$ и при фиксированном значении $h_{отс}$ соответствующему моменту, когда плунжер вытесняет объем, равный $0,08 \text{ см}^3$. Пунктирной линией обозначены кривые давлений при $h_{отс} \equiv 0,12 \text{ см}^3$, для $K = (100, 135) \text{ кг/см}$.

Моменты, когда открываются перепускные окна, обозначены на кривых кружочками.

Если движение клапана при выходе из канала седла оказывает довольно сильное влияние на давление в надплунжерной полости, то на давление в полости штуцера клапана практически не влияет (рисунок 4) поскольку большой объем $V_{к} (V_{к} > V_{н})$ демпфирует высокочастотные колебания клапана, которые составляют порядка $7,5 \text{ кг/ц}$. Для сравнения на рисунке 5 показаны наложенные кривые давлений $P_{н}$ и $P_{к}$.

На рисунке 3 отчетливо видно, что с момента начала отсечки проходит довольно продолжительное время, в течение которого давление изменяется произвольно вплоть до возрастания на начальном участке отсечки.

Несмотря на значительные размеры отсечного окна во втулке плунжера давление в надплунжерной полости остается высоким вплоть до окончания движения плунжера. Это связано с тем, что при уменьшении давления его скорость значительно возрастает, поскольку его движение происходит практически без сопротивления. Другими словами, перепуск топлива во всасывающий тракт осуществляется при значительных давлениях, которые, передаваясь через тракт высокого давления в полость распылителя форсунки вызывают затягивание процесса окончания подачи.

На рисунке 4 пунктирными линиями обозначены кривые давления в полости штуцера нагнетательного клапана при исследовании работы топливного насоса на биотопливе. На рисунке 5 пунктирными кривыми обозначены изменения h' и $P_{н}$ при отсечном окне квадратной формы с шириной кромки — $0,3 \text{ см}$. Использование квадратного отсечного окна приводит к более энергичной, четкой отсечке.

Из кривых на рисунках 3, 6 можно заметить еще один характерный момент влияния сил инерции при движении плунжера и движущихся с ним частей на процесс отсечки. Например, при $K=200 \text{ кг/см}$ отсечное окно открывается в момент $t=0,56 \cdot 10^{-3} \text{ сек}$ (рисунок 6) после чего давление резко уменьшается (рисунок 3). Это приводит к тому, что характер процесса отсечки в значительной степени зависит от фазы движения плунжера в момент открытия отсечного окна

На рисунках 7, 8, 9 показаны закономерности подачи топлива для двух фиксированных значений $h_{отс}$ при $K=100, 135, 200 \text{ кг/см}$. Как видно из кривых, с увеличением цикловой дозы продолжительность впрыска почти равна времени движения плунжера. Это вызвано тем, что перепуск происходит при высоких давлениях. Значительное уменьшение продолжительности

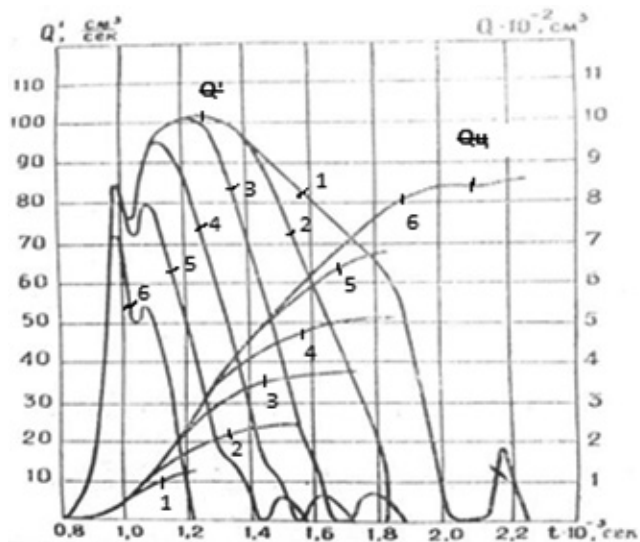


Рисунок 5 — Совмещенные осциллограммы изменения давления топлива в надплунжерной полости (кривая 1), в полости нагнетательного клапана (кривая 2) и скорости перемещения плунжера (кривая 3).

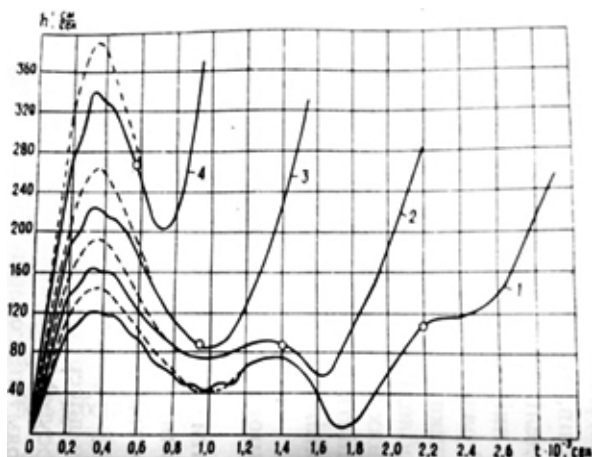


Рисунок 6 — Осциллограммы скорости перемещения плунжера в зависимости от жесткости аккумулятора при постоянной величине активного хода плунжера:
1 — $K=75$ кг/см, 2 — $K=100$ кг/см, 3 — $K=135$ кг/см, 4 — $K=200$ кг/см

подачи топлива при увеличении жесткости пружины K отчетливо видно на рисунке 9 при $K=200$ кг/см.

Сравнение кривых интегрального закона подачи при фиксированных значениях активного хода плунжера показывает, что количество поданного топлива в значительных пределах изменяется при изменении жесткости пружины (рисунки 7, 8, 9).

Следует ожидать, что и зависимость $Q_{ц} = f_{п} \cdot h_{акт}$, т.е. количество впрыснутого топлива равно объему, вытесненному плунжером за время активного хода. Однако более общим и существенным требованием к этой связи является $(dQ_{ц})/(dh_{акт}) = const$ во всей области изменения цикловых подач. Наиболее полно этому требованию соответствует зависимость при $K=135$ кг/см.

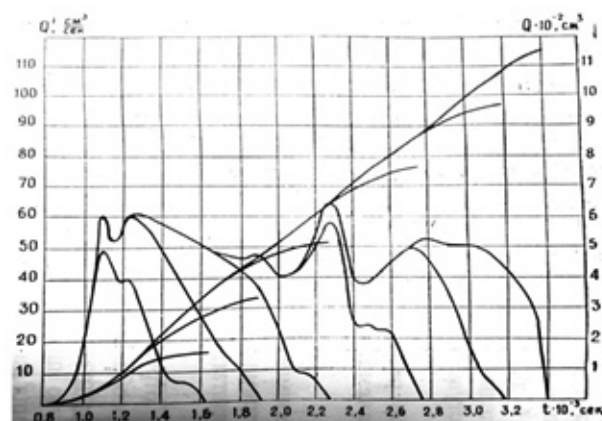


Рисунок 7 — Законы подачи при жесткости механического аккумулятора $K=100$ кг/см

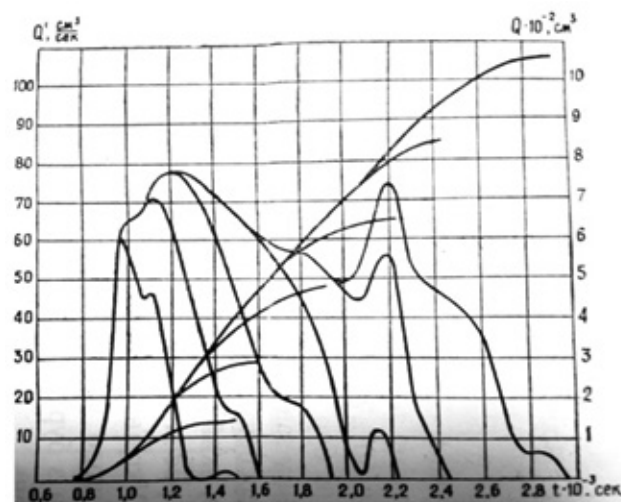


Рисунок 8 — Законы подачи при жесткости механического аккумулятора $K=135$ кг/см

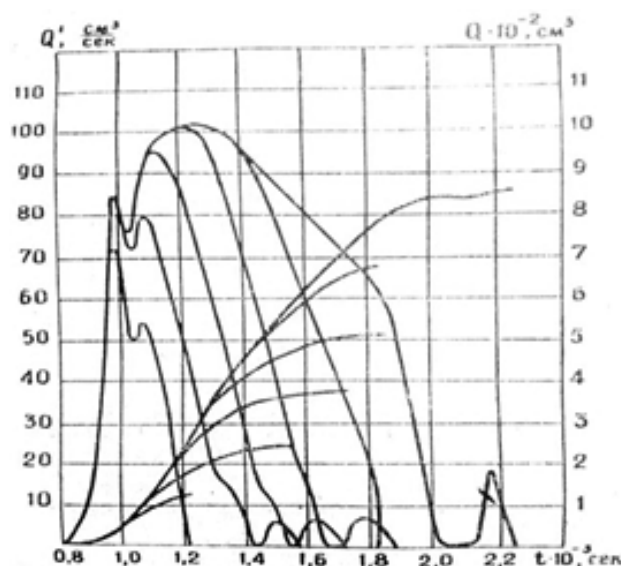


Рисунок 9 — Законы подачи при жесткости пружины $K=200$ кг/см

Выводы

Топливный насос с пружинным приводом плунжера сокращает первый период процесса горения, т.е. подготовки топлива к воспламенению, что положительно влияет на качество процесса горения и уменьшению до минимума четвертного периода догорания топлива на процессе расширения или ликвидации его совсем.

Большая порция топлива поступает в цилиндр в начале первого периода горения, что способствует более полному сгоранию топлив, с большей вязкостью по сравнению с дизельным топливом (например биотопливо), во втором периоде видимого горения.

Определено, что стабильность подачи топлива по циклам, а значит, и устойчивость работы дизеля на различных скоростных режимах зависят от жесткости пружины $\langle K \rangle$. Наиболее полно этому требованию соответствует зависимость при $K=135 \text{ кг/см}$ (рисунок 8).

Литература

1. Гуревич, А.М. Топливная аппаратура тепловозных дизелей / А.М. гуревич. — М.: Транспорт, 1971. — 113 с.
2. Барсуков, С.Н. Рабочий процесс топливной системы с механическим аккумуляторным приводом плунжера / С.Н. Барсуков, В.П. Муравьев. — Олкс: Западно — Сибирское книжное изд-во, 1971. — 168 с.
3. Анисимов, В.Ф. Исследование влияния топливного насоса с пружинным приводом плунжера на качество распыливания и процесса горения биотоплива в дизеле / В.Ф. Анисимов, В.Н. Музычук, В.Б. Рябошапка, А.С. Ковальчук // Промислова гідраліка і пневматика. — 2016. — №3(53). — С. 59—65.
4. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И.Трусов, А.С. Хачиян. — М.: Машиностроение, 1972. — 340 с.
5. Марденский, В.П. Топливная аппаратура судовых дизелей / В.П. Марденский. — М.: Транспорт, 1973. — 168 с.
6. Фомин, Ю.Я. Топливная аппаратура судовых дизелей / Ю.Я. Фомин — М.: Транспорт, 1975. — 216 с.
7. Будыка, Ю.Н. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю.Н. Будыка, Ю.В. Духнин, В.Э. Кочанер, К.М. Масксысков. — Л.: Машиностроение, 1975. — 192 с.
8. Кулагин, Л.В. Форсунки для распыливание тяжелых топлив / Л.В. Кулагин, М.Я. Морошкин. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с.
9. Барсуков, С.Н. Восстановление характеристик топливной аппаратуры дизелей / С.Н. Барсунов, В.Ф. Анисимов. — Омск: Западно-Сибирское книжное изд-во, 1977. — 90 с.
10. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных дизелей / А.В. Николаенко. — М.: Колос, 1984. — 336 с.

References

1. Gurevich, A.N. Toplivnaya apparatura teplovozykh dizeley / A.N. Gurevich. — M.: Transport, 1971. — 113 s.
2. Barsukov, S.N. Rabochiy protsess toplivnoy sistemy s mekhanicheskim akkumulyatornym privodom plunzhera / S.I. Barsukov, V.P. Muravyov. — Omsk: Zapadno-sibirskoe knizhnoe izd-vo, 1971. — 168 s.
3. Anisimov, V.F. Issledovanie vliyania toplivnogo nasosa s pruzhynnym privodom plunzhera na kachestvo raspylivania i protsessa gorenia biotopliva v dizele / V.F. Anisimov, V.I. Muzichuk, V.B. Ryaboshapka, O.S. Kovalchuk // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2016. — №3 (53). — S. 59—65.
4. Astakhov, I.V. Podacha i raspylivanie topliva v dizeleyakh / I.V. Astakhov, V.I. Trusov, A.S. Hachiyann. — M.: Mashinostroyeniye, 1972. — 340 s.
5. Mardenskiy, V.P. Toplivnaya apparatura sudovykh dizeley / V.P. Mardenskiy. — M.: Transport, 1973. — 168 s.
6. Fomin, Yu. Ya. Toplivnaya apparatura sudovykh dizeley / Yu. Ya. Fomin. — M.: Transport, 1975. — 216 s.
7. Budyka, Yu.N. Apparatura vpryska legkogo topliva avtomobilnykh dvigateley / Yu.N. Budyka, Yu.V. Dukhnin, V.E. Kochaner, K.M. Maskyskov. — L.: Mashinostroyeniye, 1975. — 192 s.
8. Kulagin, L.V. Forsunki dlia raspylivanie tiazhelykh topliv / L.V. Kulagin, M. Ya. Moroshkin. — M.: Mashinostroyeniye, 1973. — 200 s.
9. Barsukov, S.N. Vosstanovlenie kharakteristik toplivnoy apparatury dizeley / S.N. Barsunov, V.F. Anisimov. — Omsk: Zapadno-Sibirskoe knizhnoe izd-vo, 1977. — 90 s.
10. Nikolaenko, A.V. Teoria, konstruksia i raschet avto-traktornykh dizeley / A.V. Nikolaenko. — M.: Kolos, 1984. — 336 s.

Надійшла 15.09.2016 року

УДК 621.43.12

Дослідження характеристик процесу паливопостачання насоса з пружинним приводом плунжера

В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук,
О.А. Гуменецький

Мета. Визначення впливу основних параметрів паливної системи з пружиною привода в дію плунжера паливного насоса на характеристики паливопдачі.

Методи дослідження. Вивчаються закони основних прецизійних пар паливного насоса з пружинним приводом плунжера, а також зміни тиску в поршневій порожнині, фітінгу порожнини штуцера нагнітального

клапана, швидкості руху плунжера і закони подачі палива в разі різної жорсткості пружини.

Результати досліджень. Вирішується проблема забезпечення оптимального сполучення характеристик подачі палива з особливостями конструкції двигуна та його робочого процесу, в тому числі при використанні різних видів палива (наприклад, біопаливо) вирішуються. Зростає тривалість першої фази процесу горіння що сприяє підвищенню якості видимого горіння в другій фазі, а значить і повному згорянню будь-якого виду палива в третій фазі (в тому числі і біопаливо). В результаті потужність підвищується, а питома витрата палива знижується. Якість розпилювання палива не залежить від режимів роботи (швидкісним і навантажувальним) двигуна що сприяє підвищенню надійності його роботи на часткових режимах.

Висновки. Дослідження паливної системи забезпечує незалежність тиску упорскування від швидкісного режиму в разі постійного циклічного потоку, що особливо важливо при часткових навантаженнях, що дозволяє контролювати тривалість подачі вприскування для будь-якого типу сумішоутворення і палива (особливо біопаливо) призводить до значного підвищення ефективності в умовах експлуатації всіх дизельних двигунів. Для досягнення цього результату в разі дослідження паливної системи жорсткість пружини або початкова деформаційна величина повинна бути змінена, остання з яких може коригуватися в залежності від режиму роботи дизельного двигуна.

Ключові слова: паливний насос, пружина приводу плунжера, вприскування, атомізація, періоди згорання, поршень, фітінг випускного клапан, розпилювальне сопло, форсунка.

UDC 621.43.12

The study of fuel pump with a spring driven plunger process characteristics

V.F. Anisimov, V.I. Muzychuk,
O.A. Gumeneckiy

Aim. To determine the influence of the fuel system's main parameters with the fuel pump's spring operated plunger on the fuel's characteristics.

Research methods. The introduction of an optimal combination of the fuel supply law and the design of the engine as well as its tasks of the work process, including the use of different types of fuel (for example, biofuel), is proposed.

The duration of the first phase of the combustion process increases. It is followed by the quality increase in the process of visible combustion during the second phase. Therefore, the combustion of any type of fuel (including biofuel) during the third phase is totally completed. As a result, the power increases, and the specific fuel consumption is reduced. The quality of fuel ejecting does not depend on the operating modes (high-speed and load-bearing) of the engine. This fact contributes to increase the reliability of its operation in partial modes.

Research results. The study of the fuel system ensures that the injection pressure is independent from the high-speed mode in the case of a constant cyclic flow. It is especially important under conditions of partial loads (allowing to control the length of supply).

Conclusion. The duration of injection for any type of mixing and fuel (especially biofuel) results in a significant increase in the efficiency of the operation of all diesel engines. To achieve this result, in the case of a fuel system study, the stiffness of the spring or the initial deformation value should be changed. The last parameter can be adjusted depending on the operating mode of the diesel engine.

Keywords: fuel pump, spring of plunger drive, injection, atomization, combustion periods, piston, fitting of exhaust valve, spray nozzle, injector