

Изобретение относится к двигателестроению, конкретно, к аппаратуре для впрыскивания жидкого топлива в дизель и в газодизель. Особую ценность представляет применение этого устройства при газодизельном процессе, для которого требуемый расход жидкого топлива даже меньше, чем на режиме холостого хода работы дизеля.

Известно устройство для впрыскивания топлива в дизель, включающее плунжерный топливный насос, форсунку с запорной иглой и соединяющий их нагнетательный топливопровод [1].

Недостатком использования такого устройства для впрыска топлива в цилиндр дизеля, работающего в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, например, транспортного дизеля или газодизеля, требующего малых подач дизельного топлива, является то, что основные параметры топливной системы (производительность насоса, диаметры проходных сечений топливной системы и др.) выбираются исходя из условия обеспечения оптимальной работы на режимах максимальных оборотов и цикловых подач топлива, например, номинального режима или режима максимального крутящего момента. Для режимов холостого хода, на которых частота вращения вала и цикловая подача снижаются по сравнению с их максимальными значениями в 2,5...10 раз, такая топливная аппаратура оказывается переразмеренной. В результате снижения частоты вращения кулачкового вала волна подачи топлива (см. фиг.1) имеет недостаточную крутизну переднего и заднего фронтов. Поэтому за время подачи малой порции топлива игла не успевает выйти на упор, и из-за чрезмерного дросселирования топлива по конусу не обеспечивается необходимая мелкость распыливания (см.

фиг.1). Кроме того, при отклонении предварительной затяжки пружины форсунки F_{np} от ее оптимального значения F_{np1} (этому значению соответствует фиг.1) до меньшего значения F_{np2} на протекание процесса впрыска отрицательное влияние оказывает колебательный характер волны подачи топлива, что приводит к значительному увеличению общей продолжительности впрыскивания и снижению её интенсивности (фиг.2).

Малое значение активного хода плунжера на холостом ходу и при малых подачах приводит к неидентичности работы отдельных секций многоплунжерного топливного насоса, что отрицательно влияет на топливную экономичность.

Наиболее близким к заявляемому по совокупности признаков является устройство для впрыскивания топлива в дизель, содержащее топливный насос с плунжером и нагнетательным клапаном, соединенный при помощи топливопровода с форсункой, снабженной распылителем с иглой, которая установлена на пружине с предварительным натяжением и оснащена дифференциальной площадкой, и с сопловыми отверстиями, и узел отвода части топлива из топливопровода, включающий канал отвода, связанный с цилиндрической полостью, размещенный в полости поршень, установленный на пружине с предварительным натяжением, и упоры - ограничители максимального и минимального объема полости, узел отвода части топлива размещен в сечении,

отстоящем от насоса на расстоянии $0,40...0,45 \cdot (a/C_n)^{0,5} \cdot q \cdot d_T / (d_n \cdot f_c)$, жёсткость его пружины

выполнена в соответствии с соотношением $0,5...0,50 \cdot z_u \cdot h_{u.o.} \cdot F_n / (f_{u.d.} \cdot (H_{n.0} + H_{n.max}))$, величина

максимального объема цилиндрической полости выполнена равной $0,06...0,12 \cdot (V_T - (1 - e^{-V_T/V_H})) \cdot V_H$, а

нагнетательный клапан снабжен дросселем, связывающим надплунжерный объем с топливопроводом, где a -

скорость звука в дизельном топливе; C_n - средняя скорость плунжера на режиме максимального крутящего

момента дизеля; q - объемная цикловая подача на том же режиме; d_T - внутренний диаметр топливопровода;

d_n - диаметр плунжера; f_c - суммарная площадь сопловых отверстий распылителя; z_u - жёсткость пружины

иглы; $h_{u.o.}$ - предварительная деформация пружины иглы; F_n - площадь поршня; $f_{u.d.}$ - величина

дифференциальной площади иглы; $H_{n.0}$ - предварительная деформация пружины поршня; $H_{n.max}$ -

максимальный ход поршня между упорами - ограничителями максимального и минимального объема

цилиндрической полости; V_T - внутренний объем топливопровода между насосом и сечением отвода части

топлива; V_H - средний объем надплунжерного пространства в насосе [2].

При работе данного устройства на режимах максимальных подач и оборотов волна подачи, распространяющаяся от узла отвода части топлива, именуемого в дальнейшем модулятор, к форсунке, на участке впрыска топлива имеет форму, близкую к прямоугольному импульсу (фиг.3). Причины, препятствующие получению технического результата, заключаются в следующем. На режиме холостого хода отвод части подаваемого плунжером топлива под поршень модулятора приводит к существенному увеличению его активного хода, что улучшает идентичность работы многосекционной топливной аппаратуры. На этом режиме (фиг.4) волна подачи имеет крутой (практически вертикальный) передний фронт (он формируется в момент удара поршня об упор). Однако задний фронт при малых цикловых подачах формируется в процессе открытия отсечного окна в насосе и имеет малую крутизну. Амплитудное значение этого импульса зависит от объемной скорости подачи топлива насосом, и поэтому на режиме холостого хода, где скорость плунжера мала, эта

величина либо незначительно превышает ее предельное значение $0,5 \cdot P_{\phi.0}$, которое еще приводит к подъему

иглы форсунки, либо вообще оказывается меньше этого значения $P_{\phi.0}$ (давление начала подъема иглы форсунки). В результате, при работе данного устройства на холостом ходу дизеля запорная игла форсунки не успевает выйти на упор, что ухудшает распыл.

Кроме того, использование в данном устройстве модулятора с малым усилием предварительной затяжки пружины не позволяет получить на режимах малых подач топлива высокие значения давления впрыскивания. Существенное влияние дросселирования топлива через всасывающие окна, вызванное малой скоростью плунжера при их перекрытии, приводит к снижению максимальных давлений в импульсе подачи, а низкий начальный уровень давления топлива в форсунке забирает у этого импульса значительную часть энергии, необходимую для сжатия топлива в объёме форсунки.

Существенные конструктивные недостатки в данном устройстве имеет нагнетательный клапан. Использование дросселя в дополнительном канале, соединяющем надплунжерную и штуцерную полости, не гарантирует эффективный запуск дизеля после длительной остановки. А применение в этом канале вместо дросселя обратного клапана значительно усложняет его конструкцию.

В основу изобретения поставлена задача усовершенствования устройства для впрыскивания топлива в дизель и в газодизель, в котором увеличение среднего давления и сокращение продолжительности впрыскивания на режимах, требующих малых подач топлива, обеспечивается изменением конструктивных и регулировочных параметров модулятора, и за счет этого уменьшается среднеэксплуатационный расход топлива транспортного дизеля и сокращается потребление жидкого топлива в газодизеле.

Поставленная задача достигается устройством для впрыскивания топлива в дизель и в газодизель, которое содержит топливный насос с плунжером и нагнетательным клапаном, соединенный при помощи топливопровода с форсункой, снабженной запорной иглой, которая установлена на пружине с предварительным натяжением и оснащена дифференциальной площадкой, модулятор импульсов давления, включающий присоединённую к промежуточному сечению топливопровода цилиндрическую полость, размещённый в этой полости поршень, установленный на пружине с предварительным натяжением, и упоры - ограничители максимального хода этого поршня, в котором, согласно изобретению, площадь проходного сечения

топливопровода выполнена равной $0,8...1,6 \cdot a \cdot \rho \cdot f_n \cdot [f_{u.d.} / (h_{u.0} \cdot z_n)] \cdot C_n$, его промежуточное сечение, к

которому присоединена полость модулятора, отстоит от насоса на расстоянии $0,5...0,75 \cdot (a / C_n) \cdot q / f_n$, величина предварительной деформации пружины поршня модулятора устанавливается равной $0,3...0,75 \cdot f_{nop} \cdot h_{u.0} \cdot z_n / (f_{u.d.} \cdot z_{nop})$, максимальный ход этого поршня между упорами - ограничителями

составляет $0,5...1,5 \cdot q / f_{nop}$, а нагнетательный клапан снабжён разгружающим пояском, высота которого

выполнена равной $1...3 \cdot q / f_{кл}$, - скорость звука в дизельном топливе; a - плотность топлива; ρ - площадь

плунжера; f_n - площадь дифференциальной площадки иглы форсунки; $z_n, h_{u.0}$ - коэффициент жёсткости и

величина предварительной деформации пружины этой иглы; C_n - средняя скорость плунжера на режиме

холостого хода дизеля; q - объёмная цикловая подача топлива на том же режиме; f_{nop} - площадь поршня

модулятора; z_{nop} - коэффициент жёсткости пружины модулятора; $f_{кл}$ - площадь нагнетательного клапана по разгружающему пояску.

Введение отличительных признаков, устанавливающих соотношение между расстоянием от насоса до модулятора, величиной предварительной деформации пружины модулятора, максимальным ходом поршня модулятора между упорами - ограничителями и остальными конструктивными и регулировочными параметрами топливной аппаратуры, в соответствии с приведенными в формуле выражениями для диапазонов изменения указанных величин, обеспечивает формирование в топливной аппаратуре на холостом ходу работы дизеля прямоугольного импульса давления подачи топлива. Выбор проходного сечения топливопровода в соответствии с приведенным в формуле выражением обеспечит высокую амплитуду этого импульса подачи, достаточную для выхода запорной иглы форсунки на упор и, как следствие, обеспечение качественного распыливания топлива на холостом ходу работы дизеля. Нагнетательный клапан, снабженный разгружающим пояском, высота которого выполнена в соответствии с указанным в формуле изобретения соотношением, обеспечивает к началу очередного впрыска разгрузку топливной системы от лишнего топлива, находящегося, в том числе, и под поршнем модулятора, гарантируя тем самым стабильную работу топливной аппаратуры.

На фиг. 1 показаны кривые изменения давления в волне подачи топлива F и подъема иглы форсунки h_u для устройства - аналога при работе его на режиме холостого хода дизеля при оптимальном значении

затяжки пружины форсунки F_{np1} ; на фиг. 2 - то же для меньшего значения F_{np2} ; фиг. 3 объясняет характер

протекания процесса подачи топлива $F = f(t)$ в устройстве - прототипе для номинального режима; фиг. 4 - то же для режима холостого хода; на фиг. 5 представлена схема устройства для впрыскивания топлива в дизель; на фиг. 6-8 показаны кривые, поясняющие характер изменения давления в полостях насоса (фиг. 6), модулятора (фиг. 7) и форсунки (фиг. 8) в импульсах прямых и отраженных волн давления, распространяющихся между этими полостями на холостом ходу работы дизеля.

Устройство содержит секцию топливного насоса 1 (см. фиг. 5) с плунжером 2 и полостью высокого давления, разделённой нагнетательным клапаном 3, имеющим разгружающий поясок 4, пружину 5 и седло 6, на надплунжерную полость 7, имеющую всасывающие 8 и отсечные 9 окна, и штуцерную полость 10, топливопровод 11, соединяющий насос с распылителем 12 форсунки 13, имеющей запорную иглу 14 и пружину иглы 15, модулятор импульсов давления, включающий корпус 16, поршень 17, разделяющий цилиндрическую полость модулятора на две части 18 и 19, связанные соответственно с топливопроводом и с полостью для слива

просочившегося топлива 20, а также пружину поршня 21, установленную в полости 19 между корпусом и поршнем, и упоры 22 и 23 в корпусе, ограничивающие крайние положения поршня в канале для отвода части топлива. Распылитель 12 имеет сопловые отверстия 24.

Устройство для впрыскивания топлива в дизель и в газодизель работает следующим образом.

К началу впрыскивания всасывающие окна 8 открыты, отсечные окна 9 закрыты, нагнетательный клапан 3 прижат пружинной 5 к седлу 6, а поршень 17 прижат пружинной 21 к упору 22, плунжер 2 движется по направлению стрелки на фиг. 5 и выталкивает топливо из надплунжерной полости 7 через всасывающие окна 8, топливопровод 11, штуцерная полость 10, распылитель 12 и полость 18 в канале для отвода части топлива заполнены покоящимся топливом при незначительной величине остаточного давления ($P_{ост}$).

После частичного, а затем полного перекрытия плунжером 2 всасывающих окон 8 повышение давления в надплунжерной полости 7 приводит к отходу клапана 3 от седла 6 и сжатию топлива в штуцерной полости 10, что в свою очередь вызывает распространение по топливопроводу 11 с топливом волн сжатия F . Эти волны распространяются по топливопроводу 11 со скоростью звука a и за время T доходят до модулятора, а в момент времени $T + \Delta T$ - до форсунки и отражаются от ее объема в виде волн сжатия W той же амплитуды. До прихода к насосу отраженных волн W давление в полости насоса P_H и в прямой волне F_H связаны известным соотношением:

$$F_H = P_H - P_{ост} \quad (1)$$

При этом давление P_H возрастает, экспоненциально приближаясь к равновесному значению давления P_0 , определяемому формулой

$$P_0 = a \cdot \rho \cdot f_n \cdot C_n / f_T P_0 \quad (2)$$

где ρ - плотность топлива;

f_n - площадь плунжера;

C_n - средняя скорость плунжера при закрытых всасывающих 8 и отсечных 9 окнах;

f_T - площадь внутреннего сечения топливопровода 11.

При равенстве давлений $F_H = P_0$ объемная подача топлива плунжером 2 совпадает с объемной скоростью вытекания топлива из полости насоса 10 в топливопровод 11:

$$f_n \cdot C_n = f_T \cdot U_T \quad (3)$$

$$U_T = \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot F_H$$

где U_T - линейная скорость вытекания топлива из полости 10 в топливопровод 11.

Характер изменения давлений P и F , а также отраженной волны W , показан на фиг. 6-8. После прихода отраженной волны W , являющейся на данном промежутке времени $A_1 A_2$ волной сжатия, скорость U_T понижается, рост давления F_H в прямой волне замедляется, а давление P_H увеличивается.

В сечении у модулятора давление топлива P_m определяется следующей известной формулой:

$$P_m(t) = F(t-T) + W(t-\Delta T) + P_{ост} \quad (4)$$

При условии

$$P_m(t) < P_{m.0}$$

где $P_{m.0}$ - давление топлива, отвечающее началу перемещения поршня модулятора 17 от упора 22 к упору 23, поршень модулятора 17 остаётся неподвижным и не оказывает влияния на распространение волн давления F и W по топливопроводу 11. С течением времени давление $P_m(t)$ возрастает (см. фиг. 7), и условие (5) нарушается.

При этом давление топлива на поршень модулятора 17 превышает силу пружины 21, и этот поршень начинает двигаться, увеличивая объем цилиндрической полости 18. Давление P_m при этом меняется незначительно. Его увеличение вызвано увеличением силы пружины 21 по мере её сжатия (участок $B_2 B_3$).

Ограничение давления в районе модулятора приводит к прекращению роста давления в прямой волне F_m , распространяющейся от модулятора к форсунке, и значений давления топлива в объеме форсунки на данном участке $C_2 C_3$.

Давление $P_{м.0}$ выбирается равным $0,3...0,75 \cdot P_{ф.0}$; для этого величина предварительной деформации пружины 21 поршня модулятора 17 устанавливается равной:

$$0,3...0,75 \cdot f_{нор} \cdot h_{и.0} \cdot z_n / (f_{и.д} \cdot z_{нор}), \quad (6)$$

Такой выбор давления $P_{м.0}$ гарантирует отсутствие подъема запорной иглы форсунки 14 на участке C_2C_3 и в то же время обеспечивает достаточно высокий уровень предварительного повышения давления в объеме форсунки, необходимый для обеспечения интенсивного впрыска топлива на следующей фазе процесса топливоподачи.

Ограничение давления P_m на участке B_2B_3 , приводит также к значительному изменению протекания процессов у насоса. Давление в отраженной волне W_m , приходящей к насосу на участке A_2A_3 , понижается, и эта волна из волны сжатия переходит в волну расширения. При этом скорость вытекания топлива из полости насоса 10 в топливопровод 11 значительно увеличивается, давление в насосе P_H понижается, а в прямой волне F_H увеличивается. На данном промежутке времени эти величины связаны следующими известными соотношениями:

$$U_T = \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot (F_H - W_m), \quad (8)$$

$$F_H = P_H - W_m - P_{ост}.$$

При этом среднее значение давления $F_{H.ср}$ на промежутке A_2A_3 практически совпадает с давлением P_0 (см. фиг. 6). Это достигается за счет выбора оптимальной продолжительности отвода топлива под поршень модулятора, т. е. за счет выбора максимального хода поршня h_m между упорами 22 и 23. Расчётно-экспериментальные данные показывают: при указанном оптимальном выборе эта величина должна лежать в диапазоне

$$0,05...1,5 \cdot q / f_{нор},$$

где q - объёмная цикловая подача топлива на режиме холостого хода дизеля;

$f_{нор}$ - площадь поршня модулятора.

При этом объём топлива q_m , отводимый в цилиндрическую полость 18 за время перемещения поршня 17 модулятора, составляет 50...150 % от величины q .

В момент времени B_3 поршень модулятора ударяется об упор 23 и останавливается; увеличение объема цилиндрической полости 18 прекращается; модулятор прекращает оказывать влияние на распространение прямых F и отраженных W волн по топливопроводу 11. Поэтому происходит резкое, практически скачкообразное, увеличение давления F_m в прямой волне, распространяющееся от модулятора к форсунке. На промежутке B_3B_4 имеет место равенство:

$$F_m(t) = F_H(t - T) \quad (10)$$

Следовательно, среднее значение $F_{м.ср}$ в импульсе подачи также равняется P_0 .

Для того, чтобы этот импульс давления приводил к подъёму иглы и впрыскиванию топлива в цилиндр, должно выполняться условие:

$$P_0 > 0,5 \cdot P_{ф.0}. \quad (11)$$

С учетом уравнения (2) и необходимого 20 %-го запаса при выполнении условия (11), это условие можно записать в виде такого неравенства:

$$F_T < 1,6 \cdot a \cdot \rho \cdot f_n \cdot \left(\frac{f_{и.д}}{F_{и.0}} \right) \cdot C_n, \quad (12)$$

где f_n - площадь плунжера;

$f_{и.д}$ - площадь дифференциальной площадки иглы форсунки;

$F_{и.0}$ - усилие предварительного натяжения пружины этой иглы;

C_n - средняя скорость плунжера на режиме холостого хода дизеля.

При этом, чем меньше выбирается диаметр нагнетательного топливопровода, тем интенсивней будет впрыск топлива на холостом ходу работы дизеля. Однако, при этом уменьшении диаметра возрастают давления не только на холостом ходу, но и на номинале. Так, при уменьшении f_T до уровня

$$f_T = 0,8 \cdot a \cdot \rho \cdot f_n \cdot \left(\frac{f_{u.0}}{F_{u.0}} \right) \cdot C_n,$$

давление в импульсе впрыскивания на холостом ходу составит 30...35 МПа, а на номинальном режиме максимальное давление топлива в насосе достигнет 90...100 МПа, что является предельно допустимой величиной для конструкции плунжерных топливных насосов. Поэтому площадь проходного сечения нагнетательного топливопровода должна принимать значения в диапазоне:

$$0,8 \dots 1,6 \cdot a \cdot \rho \cdot f_n \cdot \left(\frac{f_{u.0}}{F_{u.0}} \right) \cdot C_n, \quad (13)$$

При соблюдении данного условия волна подачи F_m , распространяющаяся от модулятора на участке B_3B_4 , через промежуток времени ΔT приходит к форсунке и, преодолевая усилие $F_{u.0}$ предварительной затяжки пружины, поднимает запорную иглу 14 и производит впрыскивание топлива через сопловые отверстия распылителя 24 (участок времени C_3C_4). При этом импульс подачи F_m , имеет на данном участке времени B_3B_4 не только практически вертикальный передний фронт, но и столь же крутой задний фронт. Для объяснения этой особенности укажем, что в момент времени B_3 , когда прекращается отвод топлива из нагнетательного топливопровода 11 в полость 18 под поршнем модулятора, происходит скачкообразное изменение не только прямой волны F_m , но и отраженной волны W_m , распространяющейся от модулятора в сторону насоса. Действительно, на участке B_2B_3 эта волна, как указывалось выше, являлась волной расширения; в то же время волна W_ϕ , приходящая к модулятору со стороны форсунки, является волной сжатия. После момента времени B_3 модулятор прекращает оказывать воздействие на распространение волн давления по топливопроводу 11 и начинается выполняться соотношение

$$W_m(t) = W_\phi(t - \Delta T). \quad (14)$$

К этому времени, когда волна сжатия W_m , приходит к топливному насосу, в нём на холостом ходу работы дизеля активный ход плунжера уже завершен, и с момента времени A_3 открываются отсечные окна 9 и происходит плавное понижение давления топлива P_H в полости насоса 10 и в прямой волне сжатия F_H . Интенсивная волна сжатия W_m приводит к уменьшению скорости U_T вытекания топлива в топливопровод 11 и (см. зависимости (7), (8)) вызывает скачкообразное снижение давления в прямой волне F_H и повышение (несмотря на приоткрытые отсечные окна) давления топлива P_H .

Через промежуток времени T скачкообразное снижение давления в импульсе подачи F_m наблюдается в сечении топливопровода у модулятора, а еще через промежуток времени ΔT снижается давление топлива в объеме форсунки, и запорная игла 14 начинает закрываться (промежуток времени C_4C_5).

Как это следует из графиков фиг. 7, продолжительность прямоугольного импульса волны подачи F_m равняется $2 \cdot T$,

где T - время распространения звуковой волны по топливопроводу от топливного насоса до модулятора,

$$T = \frac{L}{a} \quad (15)$$

L - длина данного участка топливопровода 11.

За промежуток времени $2 \cdot T$ через распыливающие отверстия 24 впрыскивается 80...90 % цикловой подачи холостого хода, остальное топливо впрыскивается за время закрытия иглы 14. При этом давление

впрыскивания P_ϕ и объёмная скорость подачи топлива q_ϕ на промежутке времени C_3C_4 (при полностью открытой неподвижной игле) удовлетворяют следующим известным соотношениям:

$$f_T \cdot \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot (2 \cdot F_m - P_\phi) = \mu f_\phi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_\phi} = q_\phi, \quad (16)$$

$$P_\phi = 0,8 \dots 1,2 \cdot F_m. \quad (17)$$

Откуда, с учетом приближенного равенства $F_m \approx P_0$ и формул (2) и (15), получаем зависимость величины L от величины подачи топлива q на холостом ходу, площади плунжера f_n и его скорости C_n на этом режиме, а также скорости звука a в топливопроводе:

$$L = 0,5 \dots 0,75 \cdot (a/C_n) \cdot q / f_n. \quad (18)$$

Скачкообразное снижение давления F_m в импульсе подачи в момент времени B_4 приводит не только к началу закрытия иглы форсунки 14, но и к снижению давления в полости модулятора 18. Давление определяется как ранее, зависимостью (14). На участке B_4B_5 сумма прямой и отраженной волн оказывается достаточной для того, чтобы сила давления топлива на поршень модулятора 17 превосходила силу пружины модулятора 21; поэтому поршень модулятора 17 остается неподвижным, и крутой фронт снижения давления в волне подачи F_m без искажений распространяется к форсунке и приводит к резкому запиранию иглы. В дальнейшем, после дополнительного снижения давления в волне подачи F_n , вызванного влиянием отраженной волны W_ϕ и существенным открытием отсечных окон 9 в насосе, давление P_m в сечении топливопровода у модулятора понижается, и поршень модулятора 17 под действием его пружины перемещается от упора 23 к упору 22. За счет возвратного хода этого поршня давление P_m стабилизируется на уровне, близком к $P_{m.0}$, а волна F_m остаётся волной сжатия, что предохраняет от "опрокидывания" течения через распыливающие окна 24 и прорыва газов из цилиндра под конус запорной иглы 14.

Объём топлива q_m , выталкиваемый поршнем 17 модулятора из цилиндрической полости 18 за промежуток времени B_5B_6 , уходит по топливопроводу 11 в сторону насоса и заполняет объём в штуцерной полости 10, освобождаемый нагнетательным клапаном 3 при его посадке на седло 6. При этом, для гарантированной разгрузки топливной системы от этого объёма топлива q_m , разгружающий объём нагнетательного клапана должен превышать величину q_m в два раза. Отсюда, с учетом равенства $q_m = 0,5 \dots 1,5 \cdot q$ (см. формулу (9)), высота разгружающего пояска 4 нагнетательного клапана 3 выполняется равной

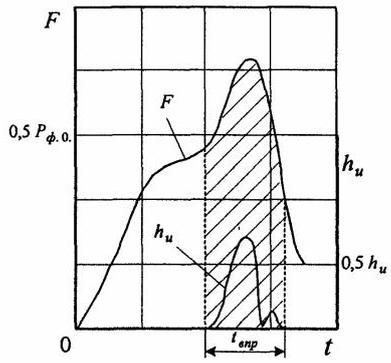
$$1 \dots 3 \cdot q / f_{кл}, \quad (19)$$

где $f_{кл}$ - площадь нагнетательного клапана по разгружающему пояску.

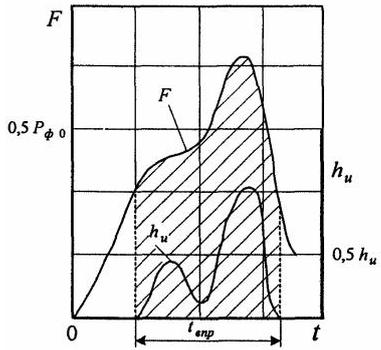
При указанном выборе параметров нагнетательного клапана 3 поршень 17 модулятора возвращается к упору 22, и к началу следующего цикла работы топливной системы колебания давления в ее полостях затухают, а величины этих давлений устанавливаются на уровне $P_{ост}$, меньшем давления $P_{m.0}$ начала перемещения поршня 17 модулятора.

Таким образом, на режимах холостого хода и при подаче минимальных запальных порций дизельного топлива в газодизелях, волна подачи, приходящая к форсунке по топливопроводу, имеет форму прямоугольного импульса, амплитуда которого превышает соответствующее максимальное значение в волне подачи у прототипа в 1,5-2 раза. При этом среднее давление впрыскивания увеличивается в 2-3 раза, а продолжительность впрыскивания сокращается в 1,4-2 раза.

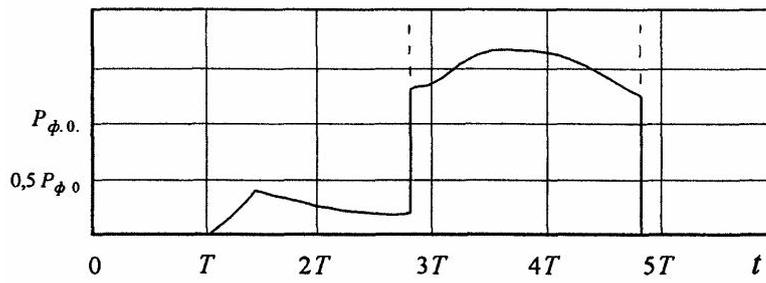
На режимах полных и средних подач топлива начальная фаза процесса топливоподачи, за время которой впрыскивается 10...20 % топлива, идентична описанной выше. Однако здесь, вслед за прямоугольным импульсом давления впрыскивания (участок B_3B_4), при положении поршня модулятора 17 а упоре 23 и открытой неподвижной запорной игле развивается основной импульс подачи, имеющий треугольную или трапецидальную форму, характерную для работы топливной системы, описанной выше в качестве аналога заявляемого устройства. Как показали результаты сравнительных экспериментальных исследований, заявляемое устройство обеспечивает некоторое улучшение характеристики впрыскивания (снижение продолжительности и повышение давления впрыскивания, уменьшение максимальных давлений в надплунжерной полости) на всех рабочих режимах транспортного дизеля.



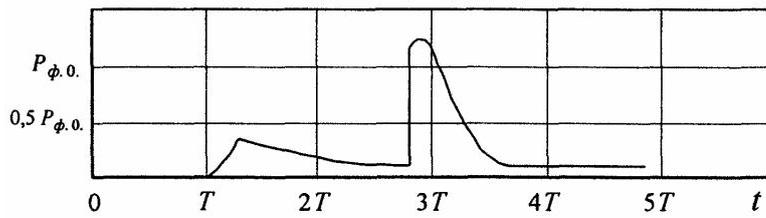
Фиг. 1



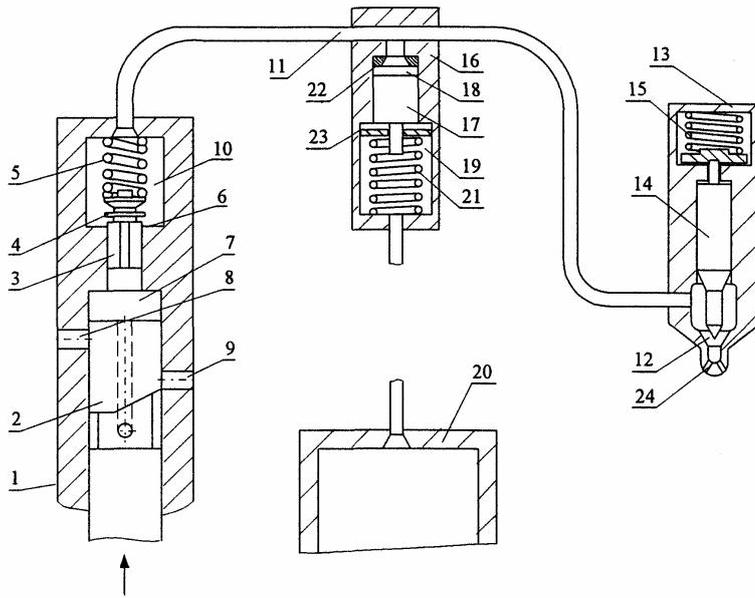
Фиг. 2



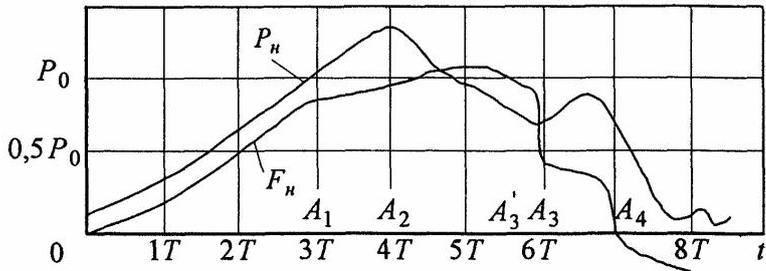
Фиг. 3



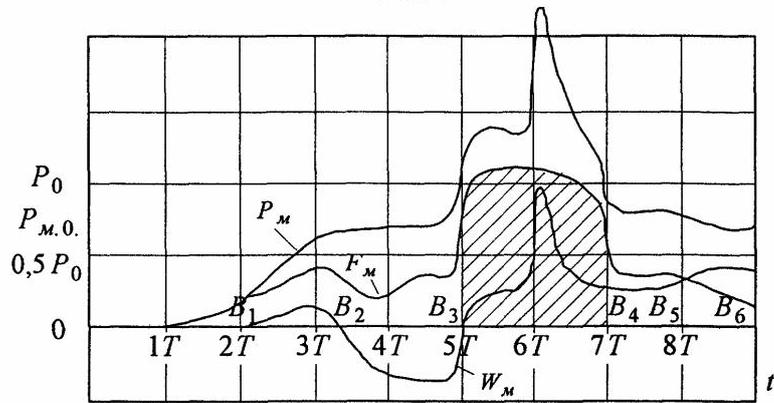
Фиг. 4



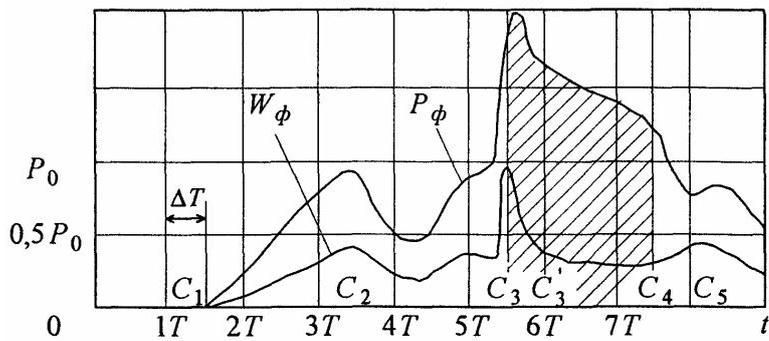
Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7



Фиг. 8