

УДК 621.436

Модель расчета топливного насоса топливной системы низкого давления общепромышленного дизельного двигателя

Шутов Михаил Лучанович shutovml@student.bmstu.ru

Федин Даниил Константинович fedindk@student.bmstu.ru

Зеленов Александр Леонидович alexxgreen01@gmail.com

Павлов Сергей Дмитриевич fire-bron@yandex.ru

Дроздюк Дмитрий Сергеевич dima.drozd.9.99@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация. Составлена и проанализирована на гидравлические потери на каждом участке конструкции топливной системы низкого давления непосредственного действия, насос низкого давления с учетом его технических характеристик, преимуществ и недостатков. Составлена расчетная схема топливного насоса низкого давления с разработкой методики моделирования данного узла топливной системы, который определяет наполнение надплунжерного объема топливного насоса высокого давления. По результатам математического моделирования рассчитаны характеристики в зависимости от поворота кулачкового вала топливного насоса высокого давления по подаче топлива, избыточного и вакуумметрического давления.

Ключевые слова: дизельный двигатель, насос низкого давления, топливо, топливная система, моделирование процесса топливоподачи, избыточное и вакуумметрическое давление, топливный насос высокого давления, кулачковый вал

Calculation model of the low-pressure fuel pump of a general-purpose diesel engine fuel system

Shutov Mikhail Luchanovich shutovml@student.bmstu.ru

Fedin Daniil Konstantinovich fedindk@student.bmstu.ru

Zelenov Aleksandr Leonidovich alexxgreen01@gmail.com

Pavlov Sergey Dmitrievich fire-bron@yandex.ru

Drozdyuk Dmitry Sergeevich dima.drozd.9.99@mail.ru

BMSTU, Moscow, Russia

Abstract. The hydraulic losses in each section of the low-pressure direct-acting fuel system design have been determined and analyzed, taking into account the technical characteristics, advantages, and disadvantages of the low-pressure fuel pump. A calculation model of the low-pressure fuel pump has been developed along with a methodology for simulating this component of the fuel system, which defines the filling of the above-plunger volume of the high-pressure fuel pump. Based on the results of mathematical modeling, the characteristics were calculated depending on the rotation of the camshaft of the high-pressure fuel pump in terms of fuel delivery, excess pressure, and vacuum pressure.

Keywords: diesel engine, low-pressure pump, fuel, fuel system, fuel supply process modeling, excess and vacuum pressure, high-pressure fuel pump, camshaft

Введение. В современном развитии конструкций двигателей внутреннего сгорания выбор типа топливных систем и вспомогательной аппаратуры обеспечивает эффективную работу по технико-экономическим показателям двигателя. В связи с этим теоретические исследования состояли в создании и анализе математической модели процессов топливоподачи дизельного топлива в системе топливоподкачивающего насоса поршневого типа в целях выявления путей оптимальной его модернизации.

Материалы и методы. На рис. 1 представлен исследуемый узел низкого давления системы топливоподачи автотракторного дизеля: топливный бак с фильтром предварительной очистки, фильтра грубой отчистки (ФГО), фильтр тонкой очистки (ФТО), топливоподкачивающий насос (ННД), топливный насос высокого давления (ТНВД), перепускной клапан (ПК) ТНВД, топливные магистрали низкого и высокого давления [1, 2].

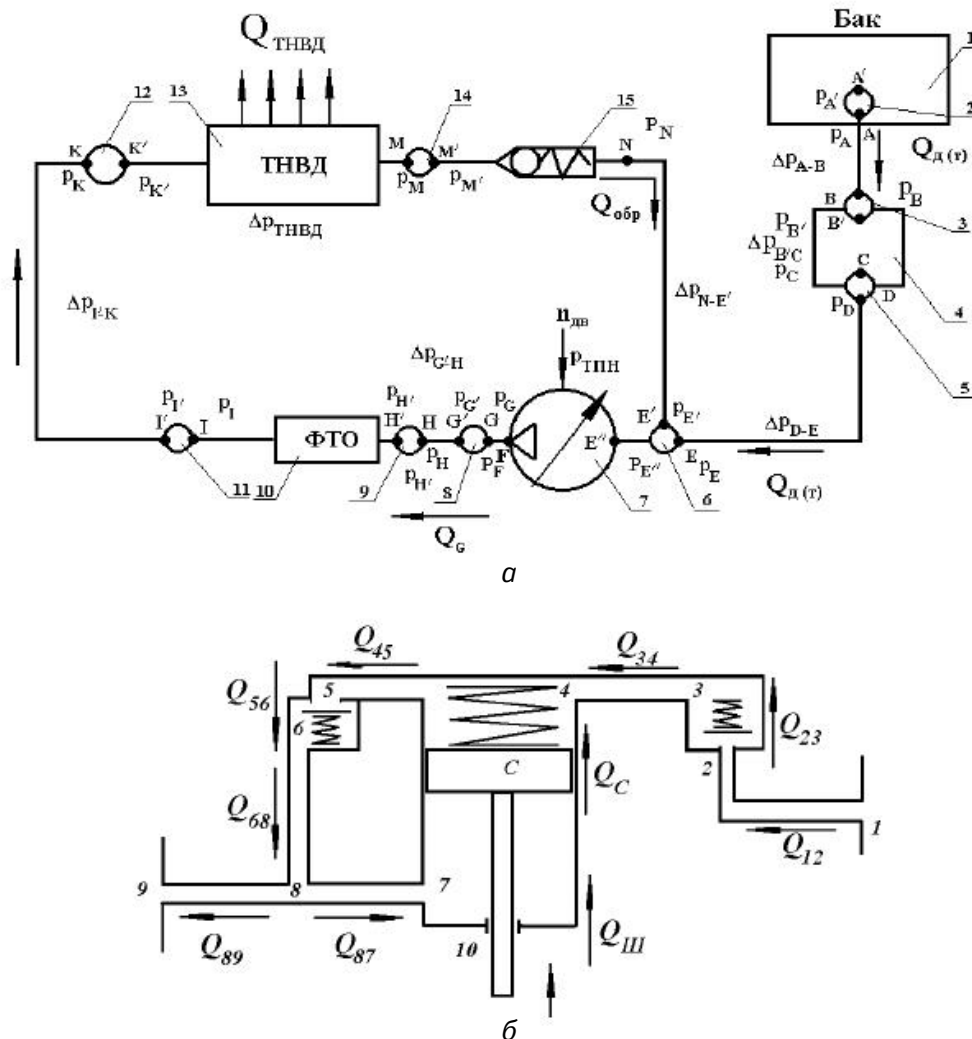


Рис. 1. а — обобщенная структурная схема топливной системы автотракторного дизеля:

1 — топливный бак; 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14 — штуцера ЛНД; 4 — ФГО; 7 — ННД; 10 — ФТО; 13 — ТНВД; 15 — ПК; б — схема движения топлива в ННД СБ-ЯЗТА: Q_{ij} — расход топлива через сечение $i-j$, Q_c — объем топлива, вытесняемый поршнем ННД при движении из НМТ в ВМТ, m^3 , $Q_{ш}$ — объем топлива, вытесняемый толкателем ННД при движении поршня из НМТ в ВМТ, m^3

Для анализа работы системы на вязких топливах разработана математическая модель прохождения топлива в поршневом насосе низкого давления с учетом режимов работы двигателя и условий эксплуатации с допущениями: процесс, установившийся и неразрывный; топливо несжимаемо, детали абсолютно жесткие; параметры топлива постоянны; подача рассматривается при фиксированных расходе Q_k и давлении P_k на входе и выходе ННД; давление вдоль контура неизменно для каждого режима; утечки отсутствуют.

На рис. 1, б представлена схема движения топлива, где потери энергии учитываются на трении и местных сопротивлениях.

Исходным условием работоспособности на нефтяных топливах ЛНД дизелей в соответствии с ТУ [2, 3]:

$$p_k = [p_k]_{\text{доп}}; Q_{k1} \geq 2Q_{\text{ТНВД}}; Q_{k2} \geq Q_{\text{ТНВД}}; p_E \geq [p_E]_{\text{доп}},$$

где p_k — давление на входе в ТНВД [МПа]; p_E — давление разрежения, МПа; $[p_E]_{\text{доп}}$ — допустимое назначенное давление разрежения, МПа; $Q_{\text{ТНВД}}$ — объемный расход топлива ТНВД.

Для моделирования гидравлических процессов ННД представим работу в виде структурной схемы (рис. 1, б) с указанием расходов топлива по участкам:

$$Q_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{dh_c}{dt}; Q_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot \frac{dh_{\text{ш}}}{dt}; \Delta p_{ij} = \xi_i \cdot \frac{V_{ij}^2}{2} \rho_T;$$

$$V_{ik} = \phi_i \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot \Delta P_i}; V_{ij} = \frac{Q_{ij}}{f_{ij}}; Q_{ik} = \mu \cdot f_{ik} \cdot V_{ik}; Q_{ik} = Q_{ij},$$

Δp_{ij} — потеря давления на участке i , МПа; V_{ik} — скорость протекания топлива через клапан i , м/с; V_{ij} — скорость протекания топлива по участку i , м/с; Q_{ik} — расход топлива через клапан i , м³; Q_{ij} — расход топлива через сечение i , м³;

$$Q_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{dh_c}{dt}; dh_c = 1 - \delta \cdot \cos \varphi; dh_{\text{ш}} = \delta \cdot \cos \varphi + r_2; Q_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot \frac{dh_{\text{ш}}}{dt},$$

d_c — диаметр поршня ННД, м; $\frac{dh_c}{dt}$ — изменение положения поршня в корпусе ННД в зависимости от времени, м; δ — расстояние от оси вращения до центра эксцентрика, м; φ — угол поворота кулачка, град; $dh_{\text{ш}}$ — изменение положения толкателя в корпусе ННД, м; r_2 — максимальное расстояние от оси вращения до края эксцентрика, м; $d_{\text{ш}}$ — диаметр толкателя ННД, м; $\frac{dh_{\text{ш}}}{dt}$ — изменение положения толкателя в корпусе ННД в зависимости от времени, м;

$$Q_{34} + Q_c - Q_{45} = 0; Q_{\text{ш}} + Q_{87} - Q_c = 0;$$

$$Q_{68} - Q_{87} - Q_{89} = 0; Q_{12} = Q_{23} = Q_{34}; Q_{45} = Q_{56} = Q_{68}.$$

Потери давления на участках ($\Delta p_{i,j}$ — потеря давления на участке $i-j$, МПа; ξ_{ij} — коэффициент, учитывающий местные потери на протекание топлива):

$$\begin{aligned}\Delta p_{1,2} &= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{12}^2}{2} \rho; \Delta p_{1,2} = \xi_{12} \cdot \frac{V_{12}^2}{2} \rho; \Delta p_{2,3} = \xi_{23} \cdot \frac{V_{23}^2}{2} \rho; \Delta p_{3,4} = \xi_{34} \cdot \frac{V_{34}^2}{2} \rho; \\ \Delta p_{3,4} &= \xi_{34} \cdot \frac{V_{34}^2}{2} \rho; \Delta p_{4,5} = \xi_{45} \cdot \frac{V_{45}^2}{2} \rho; \Delta p_{5,6} = \xi_{56} \cdot \frac{V_{56}^2}{2} \rho; \Delta p_{6,8} = \xi_{68} \cdot \frac{V_{68}^2}{2} \rho \\ \Delta p_{8,7} &= \xi_{87} \cdot \frac{V_{87}^2}{2} \rho; \Delta p_{8,9} = \xi_{89} \cdot \frac{V_{89}^2}{2} \rho; p = \rho gh; \\ \lambda &= \frac{64}{Re}; \xi = \lambda \frac{l}{d}; \xi = \xi_m + \frac{A}{Re}; R_e = \frac{d_{Ti} V_T}{\nu \cdot 10^6}.\end{aligned}$$

Скорости на участках (V_{ij} — скорость протекания топлива по участку $i-j$, м/с):

$$\begin{aligned}V_{12} &= \frac{Q_{12}}{f_{12}}; V_{23} = \varphi_{23} \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (P_3 - P_2)}; V_{34} = \frac{Q_{34}}{f_{34}}; \\ V_{45} &= \frac{Q_{45}}{f_{45}}; V_{56} = \varphi_{56} \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (P_6 - P_5)}; \\ V_{68} &= \frac{Q_{68}}{f_{68}}; V_{87} = \frac{Q_{87}}{f_{87}}; V_{98} = \frac{Q_{98}}{f_{98}}.\end{aligned}$$

Расход через клапаны:

$$\begin{aligned}Q_{23} &= \mu \cdot f_{23} \cdot V_{23}; Q_{56} = \mu \cdot f_{56} \cdot V_{56}; Q_{68} - Q_{87} - Q_{89} = 0; \\ Q_{ш} + Q_{87} - Q_c &= 0; Q_{87} = Q_c - Q_{ш}; Q_{89} = Q_{68} - Q_{87}.\end{aligned}$$

Результаты. После расчета математической модели по участкам ННД были получены следующие результаты: изменение давления на участке 8–9 описываемая формулой, которая учитывает расчет не только на данном участке а по всем участкам ННД, а участок 8–9 обозначает изменение давления как вакуумметрического, так и избыточного на участке нагнетания к фильтру тонкой очистки (ФТО) в зависимости от поворота кулачкового вала:

$$\Delta p_{i,j} = \xi_{i,j} \cdot \frac{V_{i,j}^2}{2} \rho,$$

где $\Delta p_{i,j}$ — потеря давления на участке i, j , МПа; $V_{i,j}$ — скорость протекания топлива по участку i, j , м/с; ρ — плотность топлива, кг/м³.

Исходя из полученных расчетных данных изменения давления на данном участке получаем зависимость от формы кулачка, который должен быть выпуклым, с заметным эксцентрисетом относительно точки вращения, что обуславливает скачок давления при завершении процесса топливоподачи на данном участке.

После расчета математической модели по участкам ННД СБ-ЯЗТА были получены следующие результаты: изменение давления на участке 8–9 описываемая формулой, которая учитывает расчет не только на данном участке, а по всем участкам ННД, а участок 8–9 обозначает изменение давления на

участке нагнетания к фильтру тонкой очистки (ФТО) в зависимости от поворота кулачкового вала (рис. 2):

$$Q_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{dh_c}{dt}; \quad dh_c = 1 - \delta \cdot \cos \varphi,$$

d_c — диаметр поршня ННД, м; $\frac{dh_c}{dt}$ — изменение положения поршня в корпусе ННД в зависимости от времени, то есть от угла поворота кулачкового вала ТНВД, м; dh_c — изменение положения поршня в корпусе ННД, данная величина является переменной и зависит от частоты вращения коленчатого вала ДВС, т. е. при проектировании и моделировании данной величины можно учитывать конструктивные особенности определенной марки ННД и характеристики двигателя, на которых устанавливается данный тип топливных систем; δ — расстояние от оси вращения до центра эксцентрика, м.

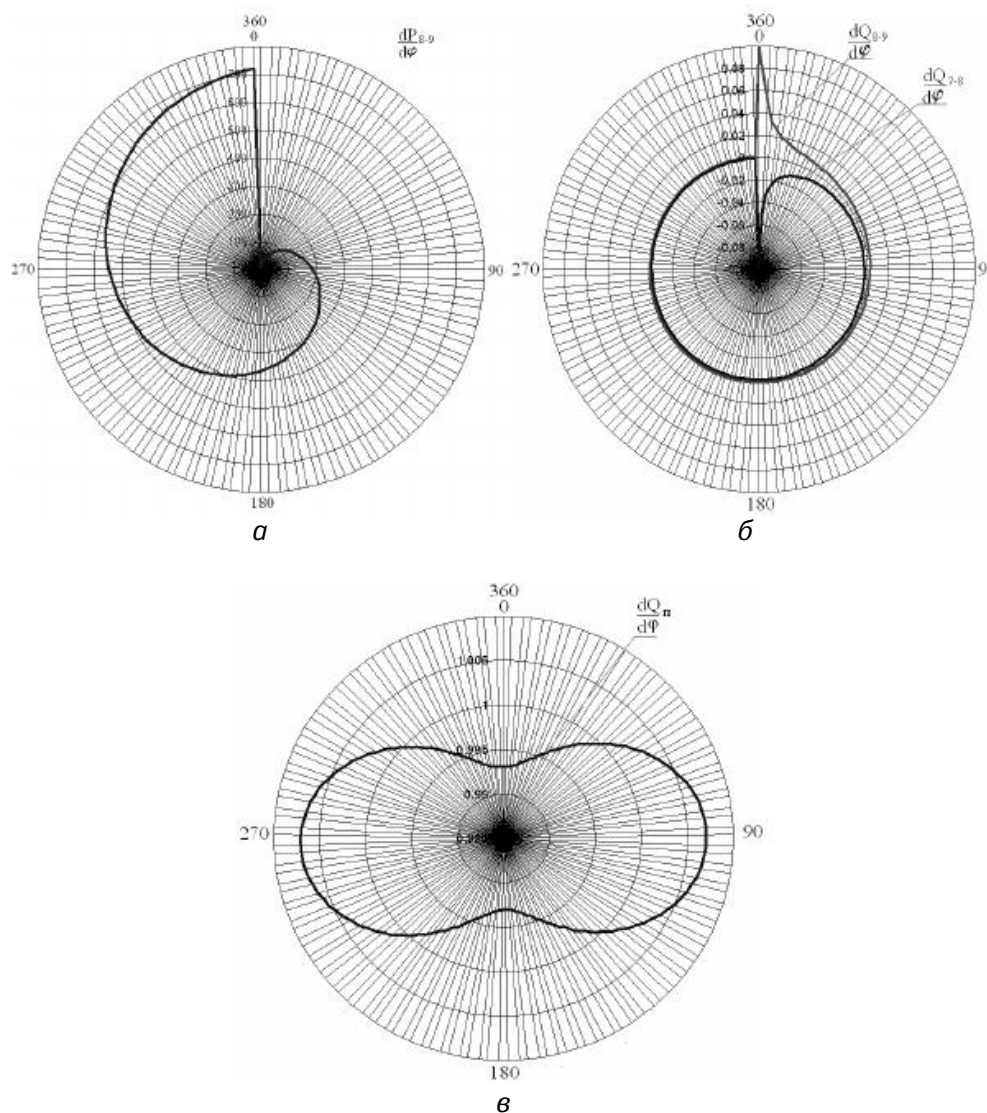


Рис. 2. а — изменение давления ННД на участке нагнетания к ФТО; б — изменение расхода на участках ННД; в — объемный расход топлива на участках поршня и подпоршневого пространства

Обсуждение полученных результатов. Расчетная схема ННД показала, что давление на участке 8–9 (нагнетание к ФТО) зависит от формы кулачка: его выпуклость и эксцентриситет вызывают скачок давления в конце подачи. Анализ расходов Q на участках 7–8 и 8–9 выявил зависимость объемного расхода топлива от угла поворота кулачкового вала. Скачки характеристик соответствуют движению поршня и работе пружины. Геометрия штока, клапанов и магистралей определяет величину расходов, что отражает общий принцип работы поршневых ННД.

Характеристика топливоподачи представляет собой два усеченных эллипса, площадь которых соответствует вытесняемому объему. При разных конструктивных исполнениях ННД форма характеристики сохраняется, хотя гидравлические потери могут изменять ее величины.

$$Q_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \frac{dh_{\Pi}}{dt}; dh_{\Pi} = \delta \cos \varphi + r_2,$$

где d_{Π} — диаметр толкателя ТПН, м; dh_{Π} — изменение положения толкателя в корпусе ТПН, м; δ — расстояние от оси вращения до центра эксцентрика, м; r_2 — максимальное расстояние от оси вращения до края эксцентрика, м

Закключение. Для получения характеристик ННД топливных систем низкого давления составлялась статическая модель процесса, которая учитывал: геометрические характеристики $dm_{23} = 0,006$ м — диаметр участка впускного клапана ННД; $dm_{56} = 0,0065$ м — диаметр участка выпускного клапана ННД; $dm_1 = 0,008$ м — диаметр проходного сечения присоединительного болта штуцера, $dm_{34} = 0,006$ м — диаметр линии подачи топлива от впускного клапана до надпоршневого пространства; $dm_{45} = 0,0065$ — диаметр магистрали подачи топлива к выпускному клапану; $dm_{68} = 0,006$ м — диаметр магистрали до разделительного пересечения между подпоршневым пространством и магистралью подачи топлива к ФТО; $dm_{87} = 0,006$ м — диаметр магистрали топливоподачи в подпоршневое пространство; $dm_{89} = 0,006$ м — диаметр топливоподающей магистрали к фильтру тонкой очистки. По результатам расчета статической модели скорость потока на участке от магистрали впускного клапана до магистрали нагнетания составляет от $Vm_{23} = 0,0023$ м/с до $Vm_{89} = 0,17$ м/с, разница скоростей на различных участках ННД обуславливается тем, что на впускном клапане при движении поршня вниз топливо преодолевает сопротивление пружины клапана на впуске ННД, линии до ФГО и от ФГО до топливного бака, увеличение скорости на магистрали нагнетания к ФТО объясняется процессом резкого движения поршня вниз и вытеснения топлива из подпоршневого пространства, а также сбегание толкателя с кулачкового вала ТНВД. Расходные характеристики от участка $Qm_{23} = 1,18 \cdot 10^{-10}$ м³/с до участка $Qm_{89} = 8,6 \cdot 10^{-9}$ м³/с и давлением на входе $p_{23} = 0,0024$ МПа до давления на выходе $p_{89} = 12,55$ МПа объясняются длиной топливных магистралей на входе в насос низкого давления и накопительным эффектом магистрали питающей ФТО для последующей подачи топлива в голову ТНВД. Динамическая модель учитывала переменную величину —

угол поворота кулачка, определяющий давление и расход. Расчеты показали максимальное перемещение поршня $dh_c = 1,007$ м и штока $dh_{ш} = 0,024$ м. Характеристики изменяются по закону выпуклого кулачка при его развертке на 360° .

Список источников

- [1] Крутов В.И., Горбановский В.Е., Кислов В.Г. *Топливная аппаратура автотракторных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1985, 208 с.
- [2] Тойгамбаев С.К., Слепцов О.Н. Математическое моделирование испытания топливных насосов низкого давления топливной системы дизеля. *Логистика, транспорт, экология. Междунар. науч.-практ. конф.: сб. тр.* Ереван, АРМЕНПАК, 2017, с. 83–94.
- [3] Слепцов О.Н. *Эффективность применения топлив растительного происхождения в АПК*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук, 2007, 17 с.