

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання самостійної роботи
«Динамічний розрахунок системи паливоподачі дизеля»
з дисципліни «Системи паливоподачі і управління ДВЗ»
для студентів спеціальності
8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння»
усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до виконання самостійної роботи «Динамічний розрахунок системи паливоподачі дизеля» з дисципліни «Системи паливоподачі і управління ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» усіх форм навчання /В.О. Мазін, О.М. Скляревський, А.І. Денисенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 46 с.

Укладачі: к.т.н. В.О. Мазін, доцент,
д.т.н. О.М. Скляревський, проф.,
к.т.н. О.І. Денисенко, доцент

Рецензент: д.т.н. Я.О. Єгоров, проф.

Відповідальний за випуск: д.т.н. Г.І. Слинко, проф.

«Затверджено»
на засіданні кафедри
«Двигуни внутрішнього згоряння»,
протокол № 3 від 26.10.2015

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СОКРАЩЕНИЙ И ТЕРМИНОВ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
1 ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ	6
2 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ИСХОДНЫХ ДАННЫХ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ	17
2.1 Определение основных размеров плунжерной пары ТНВД	17
2.2 Расчёт основных параметров форсунки	18
2.3 Определение закона перемещения плунжера ТНВД ...	22
3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТИПОВОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ	26
4 СОДЕРЖАНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ	37
4.1 План-схема определения варьируемых параметров ...	39
4.2 Работа с программой расчёта	39
4.3 Анализ расчётных результатов и оформление отчёта	43
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	47

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СОКРАЩЕНИЙ И ТЕРМИНОВ

Параметры состояния рабочей жидкости (топлива)

P – давление;
 p – безразмерное давление;
 Q – объемный расход, подача насоса;
 q – безразмерный расход;
 V – скорость;
 u – безразмерная скорость;
 ρ – плотность;
 ν – коэффициент кинематической вязкости;
 E – модуль упругости;
 $C_{ж}$ – скорость звука в топливе;
 μ – коэффициент расхода.

Геометрические параметры

X – перемещение;
 x – безразмерное перемещение;
 f – площадь сечения;
 j – безразмерная площадь сечения;
 d – диаметр элемента;
 r – радиус элемента;
 l – длина элемента;
 W – объем камеры;
 Δ – радиальный зазор.

Общие обозначения

G – сила;
 C – жесткость элемента;
 M – приведенная масса элемента;
 t – текущее время;
 τ – безразмерное время;
 K – коэффициент усиления (ускорение);
 k – безразмерный коэффициент;
 N^* – коэффициент вязкого демпфирования;
 ТНВД – топливный насос высокого давления.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке системы топливоподачи дизельного двигателя широко используют метод динамического расчёта протекающих в ней процессов. Данный метод в отличие от статического метода позволяет учесть сжимаемость топлива, инерционность перемещения механических элементов, топлива и получить близкую к реальности картину происходящих во времени процессов.

Основой динамического расчёта системы является её математическая модель, т.е. система дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающая происходящие процессы. Необходимо отметить, что любая математическая модель проще, чем описываемый физический объект. Невозможно математически описать все физические свойства, условия и процессы в объекте исследования. Кроме того, хотя современная вычислительная техника и программное обеспечение и позволяют решать практически любую систему нелинейных уравнений, чрезмерное усложнение математической модели затрудняет процесс решения, ограничивает возможности анализа, синтеза и вообще не гарантирует достижение необходимой точности расчётов. С другой стороны, значительные упрощения модели могут привести к существенным отличиям результатов теоретических исследований от реальных физических процессов. Поэтому построение математической модели основано на компромисе между степенью детализации модели и ожидаемой точности результатов моделирования. При этом для достижения максимальной адекватности математической модели реальным процессам требуются экспериментальные исследования, необходимые для уточнения параметров, корректировки модели и алгоритма её решения.

Целью настоящей работы является динамический расчёт типовой системы топливоподачи дизеля. При выполнении данной работы студент должен освоить основные подходы и принципы построения математической модели системы; определить исходные данные для расчёта; выполнить динамический расчёт системы; представить в графическом виде полученные результаты и проанализировать их.

1 ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Разработка математической модели системы включает в себя:

- анализ схемы системы, исключение несущественных узлов;
- запись соответствующих уравнений, вычисление коэффициентов уравнений;
- приведение уравнений к виду, удобному для расчётов на ЭВМ.

Динамика системы описывается следующими группами уравнений:

- дифференциальными уравнениями движения механических элементов с учётом сухого и вязкого трения, гидродинамических сил, упоров (ограничителей перемещения);
- дифференциальными уравнениями сжимаемости жидкости (топлива) в полостях системы с учётом переменного модуля упругости топлива и переменного объема полостей;
- дифференциальными уравнениями движения вязкой сжимаемой жидкости (топлива) в соединительных каналах;
- алгебраическими уравнениями расходов через дросселирующие элементы;
- алгебраическими уравнениями перетечек через радиальные зазоры в механических элементах;
- уравнением входного воздействия в функции от времени.

1.1 Уравнения движения механических элементов (плунжер, игла форсунки, клапан и др.) имеют вид:

$$M_i \frac{d^2 X_i}{dt^2} + H_i^* \frac{dX_i}{dt} + G_{тр.i} \text{sign} \frac{dX_i}{dt} + C_i X_i = \Delta P_i f_i - G_{пр.i} - G_{г.i}; \left. \begin{array}{l} \\ A_{2i} \leq X_i \leq A_{1i} - \text{упоры,} \end{array} \right\} (1.1)$$

где M_i – приведенная масса элемента; X_i – перемещение элемента; H_i^* – коэффициент вязкого демпфирования; $G_{тр.i}$ – величина сухого трения; ΔP_i – перепад давлений на элементе; $G_{пр.i}$ – сила предварительного поджатия пружины; $G_{г.i}$ – динамическая сила (гидродинамиче-

ская сила на игле или клапане); C_i – жесткость пружины; f_i – эффективная площадь элемента.

При определении приведенной массы подвижного элемента в общем случае учитывают массу жидкости в прилегающих полостях и массу нагрузки. Если динамика соединительных каналов не описывается отдельными уравнениями, то приведенная к подвижному элементу масса жидкости в канале:

$$M_{ж} = m_{ж} \left(\frac{f_3}{f_T} \right)^2, \quad (1.2)$$

где $m_{ж}$ – действительная масса жидкости в канале; f_3 – площадь торца подвижного элемента; f_T – площадь сечения канала.

Приведенная масса пружины равна 1/3 собственной массы пружины.

При концентричном расположении подвижного элемента (клапана, иглы форсунки, плунжера) во втулке коэффициент вязкого трения определяется формулой Петрова:

$$H^* = \frac{\pi d l_n v \rho}{\Delta}, \quad (1.3)$$

где d – диаметр подвижного элемента; l_n – длина части элемента, контактирующего с втулкой; Δ – радиальный зазор; v – коэффициент кинематической вязкости дизельного топлива; ρ – плотность топлива.

Силу сухого трения находят опытным путем, причем в большинстве случаев трение полагают кулоновским (прямая 1 на рис. 1.1).

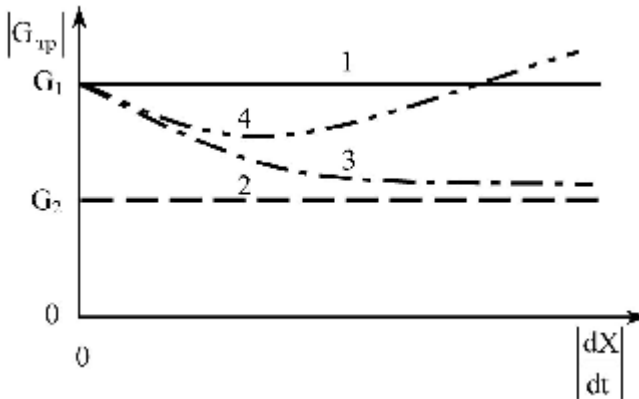


Рисунок 1.1 – Аппроксимация сил сухого трения

При аппроксимации по Булгакову сила трения покоя G_1 больше силы трения движения G_2 (прямая 2 на рис. 1.1). В последние годы при исследованиях гидросистем установлен падающий характер сил сухого трения (кривая 3 на рис. 1.1). В этом случае суммарная сила вязкого и сухого трения имеет вид кривой 4. Для определения количественных характеристик такой модели требуются весьма трудоемкие экспериментальные исследования. Поэтому в общем случае следует признать целесообразным математическое описание сухого трения в виде

$$\left. \begin{aligned} G_c &= G_{\text{тр}} \operatorname{sign} \frac{dX}{dt} \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} \neq 0, \\ |G_c| &\leq G_{\text{тр}} \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} > 0. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

а величину $G_{\text{тр}}$ определять экспериментально.
В системе (1.4)

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = \frac{dX/dt}{|dX/dt|} - \text{функция Кронекера.}$$

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = 1 \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} > 0,$$

$$\operatorname{sign} \frac{dX}{dt} = -1 \quad \text{при} \quad \frac{dX}{dt} < 0.$$

Гидродинамическая сила G_g , создаваемая струей топлива, протекающего через напорный клапан ТНВД (или форсунку), действует в сторону уменьшения дроссельного окна, т.е. в сторону закрытия элемента, и описывается выражением:

$$G_g = K_g Q \sqrt{\Delta P}, \quad (1.5)$$

где K_g – численный коэффициент, зависящий от угла истечения топлива и конструктивных параметров элемента (клапана, иглы форсунок); Q – объемный расход топлива через элемент; ΔP – перепад давлений на дроссельном окне элемента.

1.2 Динамические расчёты удобно проводить по уравнениям, представленным в безразмерном виде. Приведем уравнения (1.1) к безразмерному виду, применяя следующие безразмерные параметры:

$$\left. \begin{aligned} p_i &= \frac{P_i}{P_6} - \text{безразмерное давление;} \\ x_i &= \frac{X_i}{X_6} - \text{безразмерное перемещение;} \\ \phi &= \frac{t}{t_6} - \text{безразмерное время;} \\ a_i &= \frac{A_i}{X_6} - \text{безразмерное ограничение перемещения.} \end{aligned} \right\} (1.6)$$

В приведенных выражениях индекс «б» характеризует базовую величину.

Опуская индекс «i» и используя (1.6), получаем из (1.1) безразмерное уравнение

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x}{d\phi^2} &= -k_1 \frac{dx}{d\phi} - k_2 \operatorname{sign} \frac{dx}{d\phi} - k_3 x + k_4 Dp - k_5 - k_g; \\ a_2 \leq x \leq a_1 &- \text{упоры;} \end{aligned} \right\} (1.7)$$

где k_i – безразмерные коэффициенты, которые определяются следующими выражениями

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \frac{H^* \cdot t_6}{M}; & k_2 &= \frac{G_{\text{пр}} \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_3 &= \frac{C \cdot t_6^2}{M}; \\ k_4 &= \frac{f \cdot P_6 \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_5 &= \frac{G_{\text{пр}} \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}; & k_g &= \frac{G_g \cdot t_6^2}{M \cdot X_6}. \end{aligned} \right\} (1.8)$$

1.3 Уравнение сжимаемости топлива в полостях системы топливозодачи с учётом переменного объема полостей и переменного модуля упругости

$$\frac{W_i \pm f_i X_i}{E(P_i)} \cdot \frac{dP_i}{dt} = \sum \left(Q_i \pm f_i \frac{dX_i}{dt} \right), \quad (1.9)$$

где W_i – номинальный объем полости; f_i – площадь торца подвижного элемента; Q_i – расход топлива, поступающего в полость.

Приведенный модуль упругости топлива

$$E_{\text{пр}}(P_i) = E_T \cdot \frac{1 + 1/\gamma^*}{\frac{1}{\gamma^*} + \frac{P_{\text{атм}} E_T}{P_{i \text{ а б с}}^2}}, \quad (1.10)$$

где γ^* – относительное количество воздуха, содержащегося в топливе в нерастворенном состоянии; E_T – модуль упругости чистого топлива ($E_T \approx 1600$ МПа).

С учётом (1.6) приведем уравнение (1.9) к безразмерному виду:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{d\phi} &= \frac{k_{6i}(p_i)}{1 \pm k_{7i}x_i} \cdot \sum \left(q_i \mathbf{m} k_{8i} \frac{dx_i}{d\phi} \right); \\ p_i &\geq p_{\text{нап}}; \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

где

$$k_{6i} = \frac{Q_6 t_6 E_{\text{пр}}(P_i)}{P_6 \cdot W_i}; \quad k_{7i} = \frac{X_6 f_i}{W_i}; \quad k_{8i} = \frac{X_6 f_i}{Q_6 t_6}. \quad (1.12)$$

$p_{\text{нап}}$ – безразмерное давление насыщенных паров.

1.4 Нестационарные процессы в гидравлических каналах (топливопроводах) описывают различными математическими моделями. Все модели можно разделить на два класса: в сосредоточенных и в распределенных параметрах.

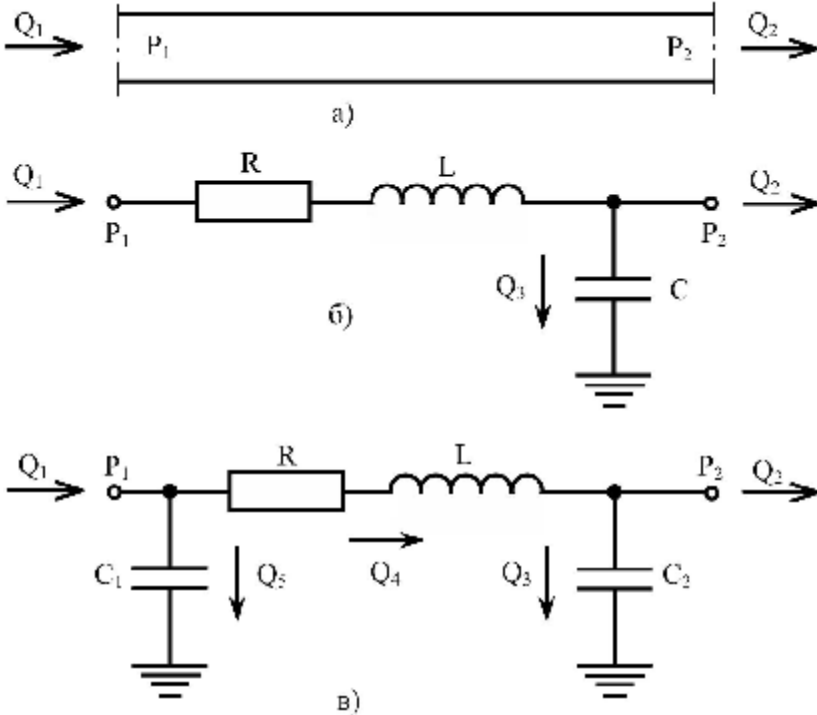
При описании динамики канала в сосредоточенных параметрах предполагается (по аналогии с электротехникой), что канал обладает активным сопротивлением R , созданным трением, индуктивностью L , благодаря инерционности жидкости, и емкостью C вследствие сжимаемости топлива. Причем сжимаемость топлива учитывают сосредоточением его объема в фиксированных местах канала. Наиболее распространены П- и Г-образное сосредоточение. Для Г-образного сосредоточения (рис. 1.2, б) объем топлива располагают в конце канала (трубопровода). Тогда

$$\left. \begin{aligned} P_1 - P_2 &= L \frac{dQ_1}{dt} + RQ_1; \\ Q_3 &= C \frac{dP_2}{dt}; \quad Q_1 = Q_2 + Q_3. \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

Здесь

$$L = \rho \frac{l_T}{f_T}, \quad R = \frac{8 \nu \rho l_T}{f_T r_T^2}, \quad C = \frac{f_T l_T}{E}, \quad (1.14)$$

где l_T, r_T, f_T – соответственно длина, радиус и площадь сечения канала.



- а – схема канала;
 б – Г-образное сосредоточение;
 в – П-образное сосредоточение

Рисунок 1.2 – Электрические аналоги канала в сосредоточенных параметрах

Введем базовые величины (при произвольном значении базовой скорости V_6)

$$X_6 = l_T; \quad t_6 = l_T / C_{ж}; \quad P_6 = \rho C_{ж} V_6; \quad Q_6 = V_6 \cdot f_T, \quad (1.15)$$

где $C_{ж}$ – скорость звука в жидкости (топливе).

Тогда безразмерные индуктивность и емкость канала $\bar{C} = \bar{L} = 1$, безразмерное сопротивление канала ($\bar{R} = \psi$)

$$\psi = \frac{8\nu}{r_T^2} \cdot \frac{\mathbf{I}_T}{C_{ж}}$$

и система уравнений (1.13) примет вид

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_1}{d\phi} + \psi q_1 &= p_1 - p_2; \\ \frac{dp_2}{d\phi} &= q_3; \quad q_1 = q_2 + q_3. \end{aligned} \right\} \quad (1.16)$$

При П-образном сосредоточении (объемы топлива сосредоточены на обоих концах канала – рис. 1.2, в) имеем $C_1 = C_2 = 0.5C$ и, следовательно

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_4}{d\phi} + \psi q_4 &= p_1 - p_2; \\ \frac{dp_1}{d\phi} &= 2q_5; \quad \frac{dp_2}{d\phi} = 2q_3; \\ q_1 &= q_4 + q_5; \quad q_4 = q_2 + q_3. \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Более полное описание нестационарных процессов в топливopровode в распределенных параметрах получено путем упрощения уравнений Навье-Стокса для нестационарного ламинарного изотермического движения вязкой слабосжимаемой жидкости в цилиндрическом канале круглого сечения, схема которого приведена на рис. 1.3.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial U_x}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_x}{\partial r} \right); \\ \frac{\partial U_x}{\partial X} &= -\frac{1}{E} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot U_r); \end{aligned} \right\} \quad (1.18)$$

где $U_x(X, r, t)$ – местная осевая скорость; X, r – координаты в осевом и радиальном направлениях; $U_r(X, r, t)$ – местная радиальная скорость.

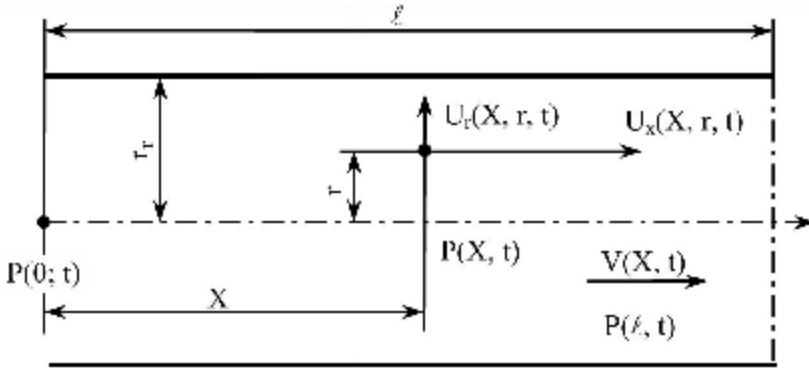


Рисунок 1.3 – Схема топливного канала

Осредняя параметры по сечению потока, перейдем к одномерной модели

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} &= C_{ж}^2 \frac{\partial V}{\partial X}; \\ -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} &= \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{8\nu}{r_T^2} V + E^*; \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

где $V(X, t)$ – средняя по сечению скорость потока (топлива);

$$E^*(X, t) = \frac{4\nu}{r_T^2} \int_0^t \frac{\partial v(X, t)}{\partial t_1} W^*(t - t_1) dt_1, \quad (1.20)$$

где W^* – весовая функция.

Во втором уравнении системы (1.19) два последних слагаемых определяют силы вязкостного трения, причем $\frac{8\nu V}{r_T^2}$ совпадает с си-

лами трения в уравнении Пуазейля для установившегося ламинарного потока и обычно называется квазистационарным трением. Интеграл (1.20) учитывает с определенным весом всю предысторию изменения средней скорости в сечении канала (перестройку профиля скоростей) и в дальнейшем именуется нестационарным трением.

Скорость распространения звука (возмущения) в топливе определяется уравнением

$$C_{ж} = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\rho}}, \quad (1.21)$$

где $E_{пр}$ определяется выражением (1.10).

Скорость звука зависит также от жесткости трубопровода, т.е. от радиуса r_t и толщины стенки δ . В дизелях топливопроводы выполняются в большинстве случаев из стали (модуль упругости стали $E_{тр} = 2 \cdot 10^{11}$ Па) с соотношением $r_t/\delta < 10$. При модуле упругости дизельного топлива $E_T \approx 1400 \dots 1600$ МПа и указанных соотношениях трубопровода падение скорости $C_{ж}$ при учёте $E_{тр}$ не превышает (5 ... 7) %, что позволяет в расчётах пренебречь жесткостью трубопровода.

В безразмерном виде уравнения (1.19) и (1.20), учитывая (1.15), имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial x}{\partial \phi} + ux + e; \\ -\frac{\partial p}{\partial \phi} &= \frac{\partial x}{\partial x}; \end{aligned} \right\} \quad (1.22)$$

$$\text{где } e = \frac{u}{2} \int_0^{\phi} \frac{\partial x}{\partial \phi} W^* (\phi - \phi_1) d\phi_1. \quad (1.23)$$

Весовая функция W^* может быть с достаточной точностью аппроксимирована суммой трех экспонент

$$W^* (\phi) = \sum_{\kappa=1}^3 m_{\kappa} \exp\left(-n_{\kappa} u \frac{\phi}{8}\right) \quad (1.24)$$

при $m_1 = 40$; $m_2 = 8,1$; $m_3 = 1$; $n_1 = 8000$; $n_2 = 200$; $n_3 = 26,4$.

1.5 Расходы через дросселирующие щели описываются уравнением:

$$Q_i = \mu_i f_i \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta P_i|} \cdot \text{sign } \Delta P_i, \quad (1.25)$$

где f_i – площадь щели; ΔP_i – перепад давлений на щели.

Базовое значение расхода

$$Q_6 = \mu_6 f_6 \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta P_6|}. \quad (1.26)$$

Принимая безразмерную площадь

$$j_i = \frac{\mu_i f_i}{\mu_6 f_6},$$

приведем уравнение (1.25) к безразмерному виду

$$q_i = j_i \sqrt{|D p_i|} \cdot \text{sign } D p_i. \quad (1.27)$$

1.6 Площадь открытия круглого окна (впускное и выпускное отверстие во втулке ТНВД) при перемещении плунжера определяется уравнениями при $\mu_i = \mu_6$ – рис. 1.4 (h – открытие окна).

$$j_i = \frac{r_i^2 \cdot w_i^*}{f_6}; \quad \bar{h} = \frac{h}{r}; \quad (1.28)$$

$$w_i^* = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{при } \bar{h} < 0; \\ 0.8 \bar{h}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h} < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h})^{1.5} \left(\sqrt{\bar{h}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h} < 2; \\ \pi & \text{при } 2 \leq \bar{h}. \end{array} \right\} \quad (1.29)$$

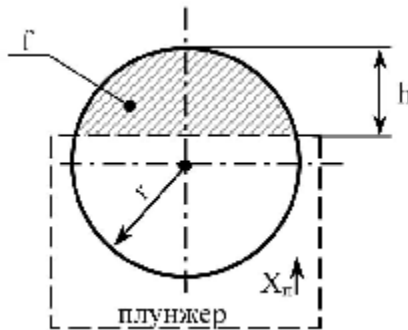


Рисунок 1.4 –Схема открытия (закрытия) круглого окна втулки ТНВД

1.7 Площадь открытия конусного клапана f (клапаны ТНВД, форсунка). По рис. 1.5

$$f = \pi X \sin \frac{\alpha}{2} \left(d - X \frac{\sin \alpha}{2} \right). \quad (1.30)$$

При $X \ll d$ приближенно находим линейную зависимость

$$f = \pi d X \sin 0.5\alpha. \quad (1.31)$$

В приведенных уравнениях X – смещение (открытие) клапана; d – диаметр клапана; α – угол конусности клапана.

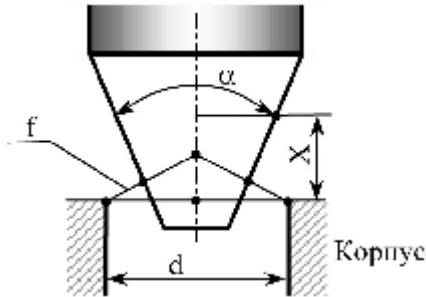


Рисунок 1.5 – Схема конусного клапана

1.8 Утечки топлива через радиальный зазор между подвижным элементом (плунжером, иглой) и втулкой при концентричной щели описывается уравнением Пуазейля:

$$Q_{\text{ут}} = \frac{\pi d_3 \Delta^3}{12 \nu \rho \mathbf{l}_\pi} \cdot \Delta P. \quad (1.32)$$

В безразмерном виде

$$q_{\text{ут}} = k_{35} D p, \quad (1.33)$$

где

$$k_{35} = \frac{\pi d_3 \Delta^3 \sqrt{\frac{\rho}{2} P_0}}{12 \nu \rho \mathbf{l}_\pi \mu_0 f_0}, \quad (1.34)$$

d_3 – диаметр элемента; ΔP – перепад давлений на щели; \mathbf{l}_π – длина щели.

2 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ИСХОДНЫХ ДАННЫХ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

2.1 Определение основных размеров плунжерной пары ТНВД

Методика расчёта размеров плунжерной пары для различных типов ТНВД приведена в [5]. В настоящем разделе рассмотрена упрощенная методика определения основных параметров плунжерной пары насоса с золотниковым регулированием.

Исходным параметром для расчёта является цикловая подача топлива

$$g_{ц} = \frac{g_e N_e \tau_T}{60 n \cdot i}, \quad (2.1)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива [г/(кВт·час)]; N_e – эффективная мощность двигателя (кВт); τ_T – коэффициент тактности ($\tau_T = 1$ – для двухтактных двигателей; $\tau_T = 2$ – для четырехтактных двигателей); n – частота вращения коленвала двигателя [об/мин]; i – число цилиндров.

Объем рабочей полости $W_{п}$ ТНВД определяется уравнением

$$W_{п} = \varphi_{п} \frac{W_{ц \max}}{\epsilon_{п}}, \quad (2.2)$$

где $W_{ц \max}$ – объем, соответствующий максимально возможной подаче,

$$W_{ц \max} = \frac{g_{ц}}{\rho_T}, \quad (2.3)$$

ρ_T – плотность топлива,

значения коэффициента подачи насоса $\epsilon_{п}$ и коэффициента $\varphi_{п}$ для насоса с золотниковым регулированием приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения исходных коэффициентов

Насос	$j_{п}$	$\epsilon_{п}$	m
Золотниковый	2.0 ... 2.5	0.66 ... 0.95	0.7 ... 1.8

Обозначим отношение полного хода плунжера $h_{\text{п}}$ к его диаметру $d_{\text{п}}$ через

$$m = h_{\text{п}}/d_{\text{п}}.$$

Тогда значения $h_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ можно определить из выражения

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4W_{\text{ц max}} \cdot \varphi_{\text{п}}}{\pi \cdot m \cdot k \cdot \varepsilon_{\text{п}}}}, \quad (2.4)$$

где k – количество насосов на один цилиндр; значения m приведены в табл. 2.1.

Окончательно рассчитанные значения $d_{\text{п}}$ и $h_{\text{п}}$ округляют до ближайшего размера согласно ГОСТ 10578 – 74.

Отметим, что в математической модели системы топливоподачи, приведенной ниже, и программе расчётов обозначение полного хода плунжера ТНВД $h_{\text{п}}$ заменено для удобства на обозначение $X_{\text{п}}$.

Диаметр впускного (наполнительного) окна втулки

$$d_0 = d_{\text{п}} \sqrt{\frac{V_{\text{ср}}}{V_{\text{к}} \cdot i_0}}, \quad (2.5)$$

где i_0 – количество окон; $V_{\text{к}}$ – средняя скорость жидкости в окне, обычно $V_{\text{к}} = (0.5 \dots 2)$ м/с; $V_{\text{ср}}$ – средняя скорость плунжера на участке геометрической подачи.

$$V_{\text{ср}} = \frac{h_{\text{п}} n}{30 \cdot \tau_{\text{т}}} \left[\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right],$$

где n – $\left[\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$.

Проходное сечение выпускного окна втулки ТНВД обычно принимают равным сечению впускного окна, т.е. $d_0 = d_{0\text{с}}$. Здесь $d_{0\text{с}}$ – диаметр выпускного окна.

2.2 Расчёт основных параметров форсунки

2.2.1 *Сопловые отверстия форсунок.* Площадь, число, диаметр и расположение сопловых отверстий являются одними из основных параметров всей топливной системы, от правильности выбора которых зависит технико-экономическая эффективность рабочего процесса дизеля.

Диаметр соплового отверстия зависит от принятого способа смесеобразования, расположения форсунки в камере сгорания, типа и размеров камеры.

В дизелях с неразделенными камерами сгорания диаметр соплового отверстия d_c (рис. 2.1) зависит от расстояния, которое факел распыленного топлива проходит за период задержки воспламенения.

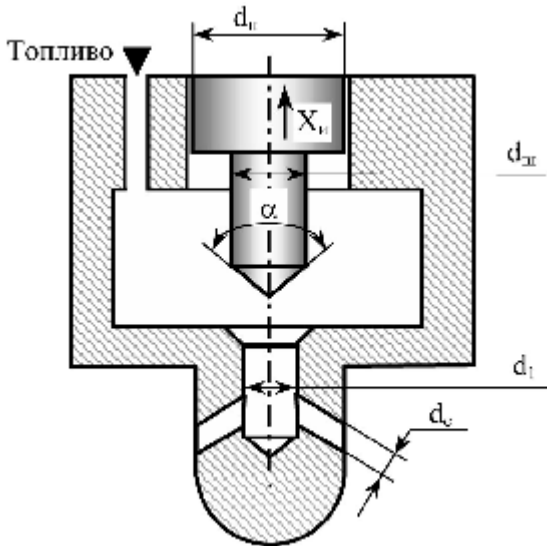


Рисунок 2.1 – Схема распылителя форсунки

Связь между этими параметрами, средней скоростью истечения топлива через сопловое отверстие, физическими свойствами топлива и воздуха, средним давлением в предсопловом канале форсунки выражается сложными эмпирическими зависимостями, что затрудняет процесс расчёта. При этом вследствие неопределенности давления в предсопловом канале практически невозможно получить достаточно высокую точность расчётов. Поэтому в практике обычно используют следующие упрощенные соотношения, исходя из средней скорости истечения топлива через сопловое отверстие $U_{сф} = 150 \dots 250$ м/с при среднем давлении в предсопловом канале $P_{ср} = 30 \dots 80$ МПа:

– при осевом расположении форсунки

$$d_c = (0.00075 \dots 0.002)D_{ц}, \quad (2.6)$$

– при установке форсунки по бокам камеры

$$d_c = (0.001 \dots 0.0025)D_{ц}; \quad (2.7)$$

– при установке с противоположных сторон по диаметру цилиндра, встречающейся в дизелях с расходящимися поршнями

$$d_c = (0.0015 \dots 0.003)D_{ц}; \quad (2.8)$$

где $D_{ц}$ – диаметр цилиндра.

Количество i_c сопловых отверстий при расположении форсунок по оси цилиндра в тяжелых дизелях с неразделенными камерами сгорания $i_c = 6 \dots 16$, в маломощных дизелях $i_c = 1 \dots 6$.

В дизелях с разделенными камерами сгорания в основном используют распылители с одним сопловым отверстием, диаметр которого

$$d_c = \sqrt{\frac{4W_{ц \max}}{\pi t_{дп} U_{сф}}}, \quad (2.9)$$

где

$$t_{дп} = \frac{\Phi_{дп}}{360n}, \quad (2.10)$$

$\Phi_{дп}$ – угловая продолжительность действительной подачи топлива.

Среднее давление впрыска для этих дизелей

$$P_{ср} = 10 \dots 20 \text{ МПа.}$$

Средняя скорость истечения топлива через сопло

$$U_{ср} = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{ср} - P_z)}, \quad (2.11)$$

где $\mu_c = 0.6 \dots 0.8$; $P_z = 10 \dots 12 \text{ МПа}$ – давление в цилиндре.

Диаметр d_c для форсунок дизелей изменяется от 0.15 до 1 мм (через 0.05 мм).

2.2.2 Диаметр предсоплового канала (см. рис. 2.1)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4(1.5 \dots 2.5) \cdot i_c f_c}{\pi}}, \quad (2.12)$$

где $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$ – площадь проходного сечения сопла.

Диаметр d_1 должен быть таким, чтобы с одной стороны проходное сечение под уплотняющим конусом иглы не должно создавать дополнительное сопротивление движению топлива, с другой стороны, оно не должно быть слишком большим, т.к. при этом увеличиваются размеры наконечника иглы, её подъём и объём предсоплового канала.

2.2.3 Площадь проходного сечения f_n под конусом иглы форсунки при её открытии определяются выражением (1.30). Очевидно, что максимальное значение данной площади $f_{n \max}$ соответствует максимальному подъёму иглы $X_{i \max}$.

В практике дизелестроения наибольшее применение получили иглы с углом конуса $\alpha = 60^\circ$.

Площадь проходного сечения f_n (см. рис. 2.1) под конусом иглы должна превышать суммарную площадь сопловых отверстий в 1.5 ... 3 раза. Это обуславливает определение максимального хода иглы $X_{i \max}$ до упора. В дизелях обычно данная величина составляет $X_{i \max} = 0.5 \dots 1.3$ мм. При $f_n/i_c \cdot f_c < 1.5$ создается дополнительное сопротивление под иглой, при $f_n/i_c \cdot f_c > 3$ увеличиваются размеры распылителя без заметного роста эффективного проходного сечения форсунки, растут массы подвижных деталей форсунки, увеличиваются силы инерции и наблюдаются другие нежелательные явления.

Дифференциальная площадь иглы $f_{дп}$ (эффективная площадь со стороны камеры форсунки)

$$f_{дп} = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{ш}^2) = \delta_d f_n; \quad (2.13)$$

где

$$\delta_d = 1 - \left(\frac{d_{ш}}{d_n} \right)^2; \quad (2.14)$$

$$f_n = \frac{\pi d_n^2}{4}. \quad (2.15)$$

Для дизельных форсунок при проектировании рекомендуется

$$\delta_d = 0.65 \dots 0.75.$$

Из (2.14) получаем диаметр иглы

$$d_n = \frac{d_{ш}}{\sqrt{1 - \delta_d}}. \quad (2.16)$$

Большинство распылителей форсунок имеют диаметр иглы $d_{и} = 6 \dots 16$ мм.

Диаметр иглы можно оценить приблизительно и по диаметру плунжера топливного насоса $d_{п}$:

$$d_{и} = (0.35 \dots 0.60)d_{п}. \quad (2.17)$$

2.2.4 Расчёт силы предварительного поджатия пружины форсунки $G_{пр и}$ обусловлен геометрическими размерами d_1 , $d_{ш}$, $d_{и}$ и заданным давлением открытия форсунки $P_{оф}$. В момент открытия форсунки $P_2 = P_{оф}$ и без учёта силы трения получаем

$$G_{пр и} = \frac{\pi}{4} (d_{и}^2 - d_1^2) \cdot P_{оф} + \frac{\pi d_1^2}{4} P_z - \frac{\pi d_{и}^2}{4} P_c. \quad (2.18)$$

где P_c – давление в пружинной полости форсунки. Жесткость пружины $C_{пр ф}$ обычно составляет $C_{пр ф} = 100 \dots 400$ Н/мм.

2.3 Определение закона перемещения плунжера ТНВД

Перемещение плунжера ТНВД осуществляется кулачком или кулачковой шайбой, профили которых определяют закон подачи топлива и динамику насоса. Одним из способов проектирования профиля топливного кулачка является задание закона изменения скорости плунжера ТНВД и определение по этому закону кривой пути плунжера, обеспечивающей желательную характеристику подачи. При этом, исходя из величин динамической напряженности деталей насоса, сил инерции перемещаемых деталей, рекомендуются значения ускорений плунжера ТНВД, находящиеся в пределах $150 \dots 400$ м/с². Меньшие значения относятся к тихоходным дизелям, а большие – к быстроходным. Для высокофорсированных дизелей ускорение плунжера ТНВД достигает 600 м/с². Если ускорение плунжера превышает указанные пределы, то следует увеличить угол φ_r поворота коленвала, соответствующей геометрической продолжительности подачи топлива. Один из наиболее применяемых законов изменения скорости плунжера приведен на рис. 2.2. Очевидно, что точка А определяет конец профиля кулачка. В этот момент плунжер насоса достигает верхнего крайнего положения.

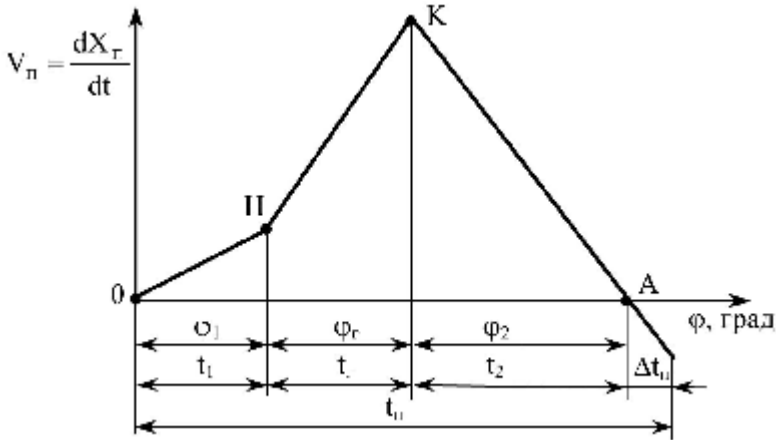


Рисунок 2.2 – Зависимость скорости перемещения плунжера ТНВД $\frac{dX_{\Pi}}{dt}$ от угла поворота коленвала φ_r

В соответствии с рис. 2.2 угол профиля кулачка

$$\theta = \varphi_1 + \varphi_r + \varphi_2, \quad (2.19)$$

где φ_1 – угол поворота коленвала, соответствующий перемещению плунжера ТНВД от начала его движения до момента полного перекрытия впускного отверстия;

φ_r – геометрическая продолжительность подачи топлива, соответствующая перемещению плунжера ТНВД от момента полного перекрытия впускного отверстия до начала открытия выпускного (отсечного) отверстия. Перемещение плунжера в указанном диапазоне является его активным ходом;

φ_2 – угол поворота коленвала, соответствующий перемещению плунжера ТНВД от момента открытия выпускного отверстия до момента, когда плунжер достигает своего верхнего крайнего положения.

На рис. 2.2 точка «0» соответствует моменту начала движения плунжера ТНВД; точка «Н» соответствует моменту начала активного хода плунжера (точка «Н» совпадает с точкой «0» по рис. 5.1 [5]); точка «К» соответствует моменту открытия впускного окна втулки ТНВД.

Обычно открытие выпускного окна (отсечка подачи топлива) происходит при максимальном давлении сгорания в цилиндре, что соответствует режиму наибольшей экономичности и $10 - 15^\circ$ угла поворота коленвала после В.М.Т.

Для топливных насосов

$$\theta = (3.0 \dots 8.5)\varphi_r \quad (2.20)$$

При проектировании угол φ_2 обычно определяют из соотношения

$$\varphi_2 = (0.25 \dots 0.5)\theta. \quad (2.21)$$

Выбор значения угла φ_r необходимо выполнить, пользуясь следующими рекомендациями:

для тихоходных дизелей с короткими трубопроводами

$$\varphi_r = 16^\circ \dots 41^\circ;$$

для тихоходных дизелей с длинными трубопроводами

$$\varphi_r = 44^\circ \dots 50^\circ;$$

для быстроходных дизелей с короткими трубопроводами

$$\varphi_r = 24^\circ \dots 55^\circ;$$

для быстроходных дизелей с длинными трубопроводами

$$\varphi_r = 42^\circ \dots 70^\circ.$$

Временные интервалы в секундах, соответствующие углам поворота коленвала (см. рис. 2.2), определяются выражениями

$$t_1 = \frac{\varphi_1}{360n}; \quad t_r = \frac{\varphi_r}{360n}; \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{360n}, \quad (2.22)$$

где n [об/мин] – частота вращения коленвала дизеля.

Линейные уравнения, описывающие закон изменения скорости плунжера по рис. 2.2, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX_n}{dt} &= K_1 t && \text{при } 0 \leq t \leq t_1; \\ \frac{dX_n}{dt} &= K_1 t_1 + K_2 (t - t_1) && \text{при } t_1 < t \leq (t_1 + t_r); \\ \frac{dX_n}{dt} &= K_1 t_1 + K_2 t_r - K_3 (t - t_1 - t_r) && \text{при } (t_1 + t_r) < t \leq t_n; \\ &&& t_n = t_1 + t_r + t_2 + \Delta t_n; \end{aligned} \right\} (2.23)$$

где t – текущее время, [с]; K_1, K_2, K_3 – ускорения движения плунжера [м/с^2], соответственно для интервалов $\varphi_1, \varphi_r, \varphi_2$; $\Delta t_{\text{п}}$ – добавочное время, необходимое для завершения динамических процессов в системе.

Очевидно, что

$$X_{\text{п max}} = \int_0^{t_A} V_{\text{п}} dt, \quad (2.24)$$

где $t_A = t_1 + t_r + t_2$, $V_{\text{п}}$ – скорость плунжера ТНВД.

Отсюда

$$X_{\text{п max}} = 0.5K_1 t_1^2 + K_1 t_1 t_r + 0.5K_1 t_1 t_2 + 0.5K_2 (t_r^2 + t_1 t_2).$$

Преобразовывая последнее уравнение, получаем

$$\left. \begin{aligned} K_2 &= \frac{2X_{\text{п max}} - K_1 t_1 (t_1 + 2t_r + t_2)}{t_r^2 + t_r t_2}; \\ K_3 &= -\frac{K_1 t_1 + K_2 t_r}{t_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

При проектировании целесообразно принимать для тихоходных дизелей $K_1 = 80 \dots 120 \text{ м/с}^2$, для быстроходных дизелей $K_1 = 150 \dots 250 \text{ м/с}^2$.

Из (2.25) по ранее рассчитанным величинам полного хода плунжера $X_{\text{п max}}$, временным интервалам t_1, t_r, t_2 и выбранному значению K_1 подбирают значения коэффициентов K_2 и K_3 уравнений (2.23). При этом необходимо соблюдать ранее приведенные рекомендации по значениям ускорений плунжера ТНВД.

3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТИПОВОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ

Расчётная схема системы приведена на рис. 3.1. Система содержит ТНВД, включающий плунжер 1 с золотниковым регулированием, втулку 2 с впускным окном диаметром d_0 и выпускным окном диаметром d_{0c} ; нагнетательный клапан 3 с пружиной 4; соединительный топливопровод 5 длиной l_T и внутренним диаметром d_T ; форсунку, состоящую из корпуса 6, иглы 7, пружины 8. Нижнее положение верхнего торца плунжера соответствует оси $X_{п} = 0$. Максимальный (полный) ход плунжера – $X_{п \max}$. B – расстояние между осями окон во втулке ТНВД. $X_{п}$, $X_{к}$, $X_{и}$ – перемещение соответственно плунжера, клапана, иглы; $X_{отс}$ – расстояние между нижней кромкой торца золотника и нижней точкой выпускного отверстия; P_0 , P_c – давление соответственно на входе впускного окна и на выходе выпускного окна (остаточное давление в сливных трубопроводах); P_n , P_1 , P_2 – давление соответственно в рабочей полости ТНВД, в начале и конце соединительного топливопровода; $C_{прк}$, $C_{пр ф}$ – жесткость пружин клапана и форсунки; Q_1 , Q_2 – расход топлива в начале и конце топливопровода; W_n , W_2 – объемы рабочей полости ТНВД и камеры форсунки; $Q_{ц}$, Q_c – расход топлива соответственно из камеры форсунки в предсопловой канал и через сопло форсунки; $Q_{ут ф}$ – утечки топлива по радиальным зазорам между иглой и корпусом форсунки; $d_{п}$, $d_{и}$, $d_{ш}$, d_1 , d_c – диаметр соответственно плунжера, иглы, штока иглы, предсоплового канала, сопла; P_z – давление в цилиндре двигателя.

Процессы, происходящие в системе топливоподачи, описаны следующими безразмерными уравнениями:

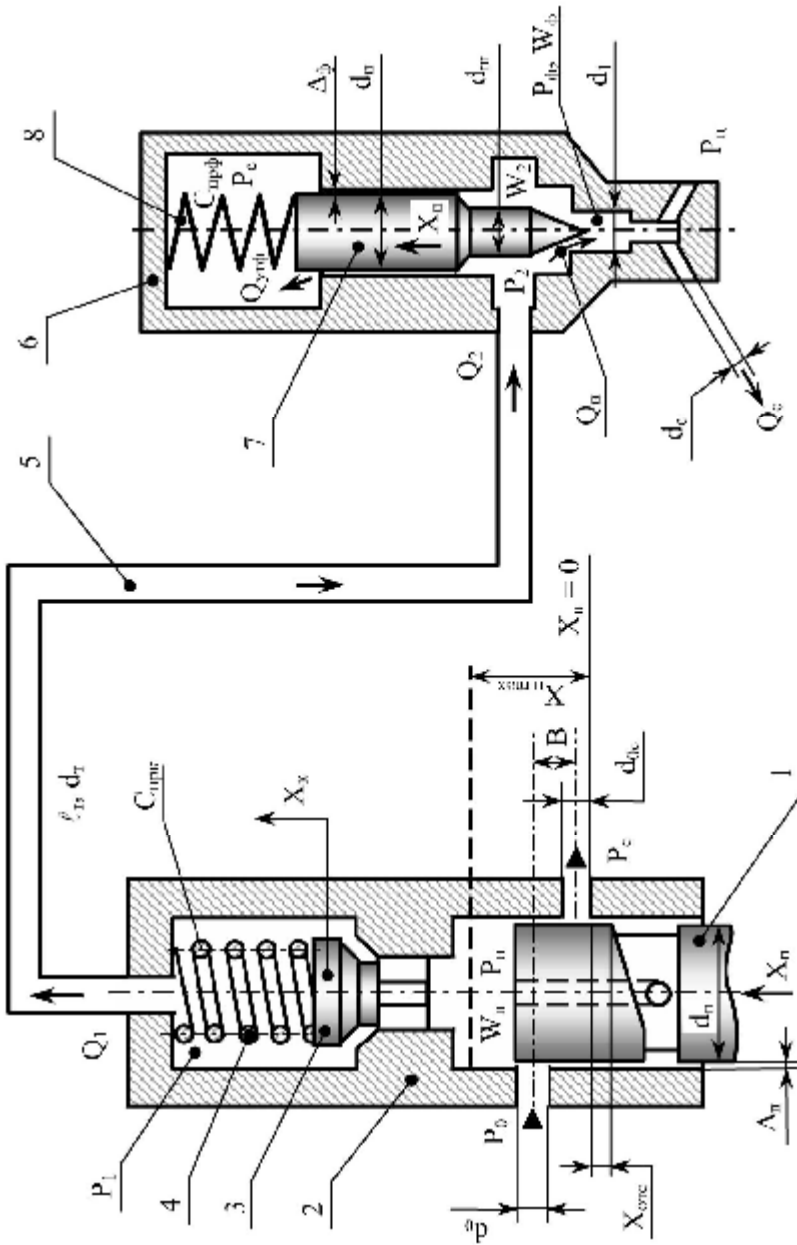


Рисунок 3.1 – Расчётная схема системы топливоподачи дизеля

– расход через впускное окно втулки ТНВД по (1.27) и (1.29)

$$\left. \begin{aligned} q_0 &= j_0 \sqrt{|p_0 - p_n|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_n); \\ j_0 &= k_0 u_0; \\ u_0 &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_0 < 0; \\ 0.8 \bar{h}_0^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_0} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_0 < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_0)^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_0} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_0 < 2; \\ \pi & \text{при } \bar{h}_0 \geq 2; \end{cases} \end{aligned} \right\} (3.1)$$

где $\bar{h}_0 = \frac{B + d_0 - X_{\Pi}}{r_0} = 2 + (b - x_n) k_r$;

$$k_r = \frac{X_{\delta}}{r_0}; \quad b = \frac{B}{X_{\delta}}; \quad k_0 = \frac{r_0^2}{f_{\delta}}; \quad r_0 = \frac{d_0}{2};$$

– расход через выпускное окно втулки ТНВД (до отсечки) по (1.27) и (1.29) – рис. 3.2, а

$$\left. \begin{aligned} q_{oc} &= j_{oc} \sqrt{|p_n - p_c|} \cdot \text{sign}(p_n - p_c); \\ j_{oc} &= k_{oc} u_{oc}; \\ u_{oc} &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_{oc} < 0; \\ 0.8 \bar{h}_{oc}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_{oc}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_{oc} < 1; \\ \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_{oc})^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_{oc}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_{oc} < 2; \\ \pi & \text{при } \bar{h}_{oc} \geq 2; \end{cases} \end{aligned} \right\} (3.2)$$

где $\bar{h}_{oc} = \frac{d_{oc} - X_{\Pi}}{r_{oc}} = 2 - k_{roc} x_n$;

$$k_{roc} = \frac{X_{\delta}}{r_{oc}}; \quad k_{oc} = \frac{r_{oc}^2}{f_{\delta}}; \quad r_{oc} = \frac{d_{oc}}{2};$$

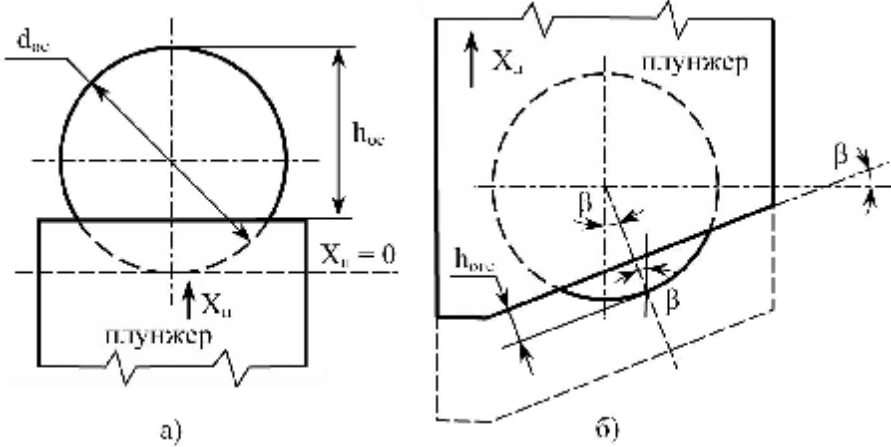


Рисунок 3.2 – Схема закрытия выпускного окна (а) и расчётная схема открытия выпускного окна после отсечки (б)

– расход через выпускное окно (после отсечки по (1.27) и (1.29))
– рис. 3.2, б

$$\left. \begin{aligned}
 q_{отс} &= j_{отс} \sqrt{|p_n - p_c|} \cdot \text{sign}(p_n - p_c); \\
 j_{отс} &= k_{отс} u_{отс}; \\
 u_{отс} &= \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_{отс} < 0; \\
 0.8 \bar{h}_{отс}^{1.5} \left(\sqrt{2 - \bar{h}_{отс}} + 0.94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_{отс} < 1; \\
 \pi - 0.8 (2 - \bar{h}_{отс})^{1.5} \cdot \left(\sqrt{\bar{h}_{отс}} + 0.94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_{отс} < 2; \\
 \pi & \text{при } \bar{h}_{отс} \geq 2; \end{cases} \quad (3.3)
 \end{aligned} \right\}$$

где

$$\bar{h}_{отс} = \frac{\left(X_{II} - X_{II \max} + \frac{k_{np} d_{oc}}{\cos \beta} \right) \cos \beta}{r_{oc}} = 2k_{np} + (x_n - x_{n \max}) k_{roc} \cdot \cos \beta;$$

$k_{omc} = k_{oc}$; $k_{np} = 0.5$ – коэффициент коррекции степени открытия выпускного окна.

– расход через нагнетательный клапан – рис. 3.3

$$\left. \begin{aligned} q_k &= j_k \sqrt{|p_n - p_l|} \cdot \text{sign}(p_n - p_l); \\ j_k &= k_{нк} \sqrt{\bar{h}_k^2 + \bar{D}_k^2}; \\ \bar{h}_k &= x_k - x_{к0} \quad \text{при} \quad \bar{h}_k \geq 0; \\ &\text{при} \quad \bar{h}_k < 0 \quad j_k = 0; \\ k_{нк} &= \frac{\mu_k \pi d_k X_6}{\mu_6 f_6}; \quad \bar{D}_k = \frac{\Delta_k}{X_6}; \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

– баланс расходов топлива в рабочей полости ТНВД согласно (1.11) и (1.12)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{d\phi} &= \frac{k_{6н}}{1 - k_{7н} x_n} \left(q_0 - q_{ym} - q_{oc} - q_{omc} - q_k + k_{8н} \frac{dx_n}{d\phi} \right); \\ p_n &\geq p_{нар}; \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

где $k_{6н} = \frac{Q_6 E_{пр} t_6}{W_n P_6}$; $k_{7н} = \frac{X_6 f_{п}}{W_n}$; $k_{8н} = \frac{X_6 f_{п}}{t_6 Q_6}$, x_n – безразмерное перемещение плунжера ТНВД; $W_n = f_{п} X_{п \max}$;

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости топлива; $f_{п}$ – площадь торца плунжера, q_{ym} – утечки топлива из рабочей полости ТНВД по радиальным зазорам между плунжером и втулкой;

– перемещение нагнетательного клапана по (1.7), (1.8)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_k}{d\phi^2} &= -k_{2к} \text{sign} \frac{dx_k}{d\phi} - k_{3к} x_k + k_{4к} Dp - k_{5к} - k_{6к}; \\ 0 &\leq x_k \leq x_{к \max}; \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

где $Dp = p_n - p_l$;

$$k_{2к} = \frac{G_{трк} t_6^2}{M_k X_6}; \quad k_{3к} = \frac{C_{прк} t_6^2}{M_k}; \quad k_{4к} = \frac{f_{кт} P_6 t_6^2}{M_k X_6};$$

$$k_{5к} = \frac{G_{\text{прк}} t_{\delta}^2}{M_k X_{\delta}}; \quad k_{\delta к} = 0;$$

$G_{\text{трк}}$ – сила сухого трения; $C_{\text{прк}}$ – жесткость пружины; $f_{\text{кт}}$ – эффективная площадь клапана; $G_{\text{прк}}$ – сила предварительного поджатия пружины; M_k – приведенная масса клапана;

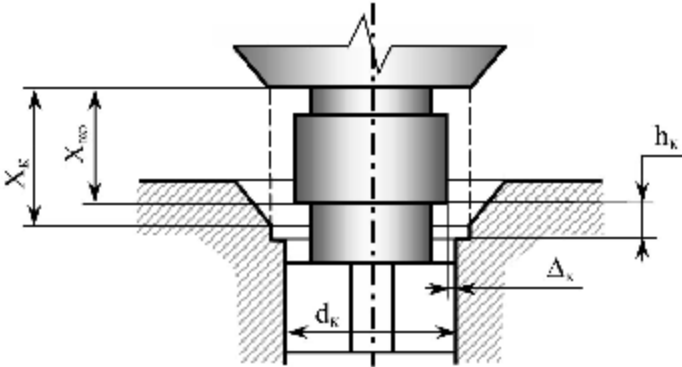


Рисунок 3.3 – Схема открытия нагнетательного клапана

– баланс расходов в рабочей полости (кармане) форсунки по (1.11), (1.12)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_2}{d\phi} &= \frac{k_{6u}}{1 + k_{7u}x_u} \left(q_2 - q_u - k_{8u} \frac{dx_u}{d\phi} - q_{ym\phi} \right); \\ p_2 &\geq p_{\text{нар}}; \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

$$\left. \begin{aligned} q_{ym\phi} &= k_{ym\phi} (p_2 - p_c); \\ k_{ym\phi} &= \frac{\pi d_{\text{и}} \Delta_{\phi}^3 P_{\delta}}{12 \rho v \mathbf{I}_{\text{и}} Q_{\delta}}; \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

где $k_{6u} = \frac{Q_{\delta} E_{\text{пр}} t_{\delta}}{W_2 P_{\delta}}; \quad k_{7u} = \frac{X_{\delta} f_{\text{и}}}{W_2}; \quad k_{8u} = \frac{X_{\delta} f_{\text{и}}}{t_{\delta} Q_{\delta}};$

$f_{и} = \frac{\pi}{4}(d_{и}^2 - d_{ш}^2)$; $l_{и}$ – длина кольцевой щели; x_u – безразмерное перемещение иглы форсунки; q_2 – безразмерный расход топлива в конце трубопровода;

– расход топлива из кармана форсунки в предсопловой канал по (1.27) и (1.30)

$$\left. \begin{aligned} q_u &= j_u \sqrt{|p_2 - p_\phi|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_\phi); \\ j_u &= k_\phi \left(\bar{d}_1 - \frac{x_u}{2} \text{sign} \delta_\phi \right) x_u \sin \frac{\delta_\phi}{2}; \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

где \bar{d}_1 – безразмерный диаметр предсоплового канала; α_ϕ – угол конуса иглы форсунки; $k_\phi = \frac{\pi X_\phi^2}{f_\phi}$;

– расход через сопловые отверстия форсунки;

$$q_c = i_c \cdot j_c \sqrt{|p_\phi - p_z|} \cdot \text{sign}(p_\phi - p_z); \quad (3.10)$$

где $j_c = \frac{f_c}{f_\phi}$; $f_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$;

i_c – количество сопел;

– баланс расходов в предсопловом канале, считая его объем постоянным ($W_\phi = \text{const}$);

$$\frac{dp_\phi}{d\phi} = k_{\delta\phi} (q_u - q_c); \quad (3.11)$$

где $k_{\delta\phi} = \frac{Q_\phi E_{пр} t_\phi}{W_\phi P_\phi}$;

– перемещение иглы форсунки по (1.7), (1.8)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_u}{d\phi^2} = & -k_{1u} \frac{dx_u}{d\phi} - k_{2u} \operatorname{sign} \frac{dx_u}{d\phi} - k_{3u} x_u + k_{4u} p_2 + \\ & + k_{41u} p_\phi - k_{42u} p_c - k_{5u}; \\ & 0 \leq x_u \leq x_{u \max}; \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

где $k_{1u} = \frac{H_{и}^* t_{\delta}}{M_{и}}$; $k_{2u} = \frac{G_{\text{три}} t_{\delta}^2}{M_{и} X_{\delta}}$; $k_{3u} = \frac{C_{\text{при}} t_{\delta}^2}{M_{и}}$;

$$k_{4u} = \frac{\pi(d_{и}^2 - d_1^2) P_{\delta} t_{\delta}^2}{4M_{и} X_{\delta}}; \quad k_{41u} = \frac{\pi d_1^2 P_{\delta} t_{\delta}^2}{4M_{и} X_{\delta}};$$

$$k_{42u} = \frac{\pi d_{и}^2 P_{\delta} t_{\delta}^2}{4M_{и} X_{\delta}}; \quad k_{5u} = \frac{G_{\text{при}} t_{\delta}^2}{M_{и} X_{\delta}};$$

$H_{и}^*$ – коэффициент вязкого демпфирования по (1.3);

$G_{\text{три}}$ – сухое трение; $M_{и}$ – приведенная масса иглы; $G_{\text{при}}$ – сила предварительного поджатия пружины.

Движение топлива в соединительном трубопроводе (см. рис. 3.1) описано системой уравнений в сосредоточенных параметрах с применением базовых величин (1.6). Данная система безразмерных уравнений при П-образном сосредоточении (см. рис. 1.2) имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_4}{d\phi} &= k_{\kappa} (p_1 - p_2) - k_{\mathcal{M}} q_4; \\ \frac{dp_1}{d\phi} &= k_w (q_1 - q_4); \\ \frac{dp_2}{d\phi} &= k_w (q_4 - q_2); \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

где $k_{\kappa} = \frac{f_{\text{T}} t_{\delta} P_{\delta}}{\rho \mathbf{I}_{\text{T}} Q_{\delta}}$; $k_{\mathcal{M}} = \frac{8\nu t_{\delta}}{r_{\text{T}}^2}$; $k_w = \frac{2Q_{\delta} E t_{\delta}}{f_{\text{T}} \mathbf{I}_{\text{T}} P_{\delta}}$; $f_{\text{T}} = \pi r_{\text{T}}^2$ – площадь

сечения трубопровода.

Закон перемещения плунжера ТНВД $X_{п}$ определяется автоматически согласно программе расчётов путем решения системы (2.23).

Приведенная математическая модель системы топливоподачи дизеля получена при следующих допущениях:

- отсутствует сжимаемость топлива в пружинной полости нагнетательного клапана;
- отсутствуют утечки топлива по радиальным зазорам между плунжером и втулкой ТНВД ($q_{ym} = 0$);
- отсутствует податливость стенок топливопровода;
- давление в сливных каналах постоянно $p_c = p_{ост}$;
- коэффициенты расходов μ_i дроссельных элементов постоянны;
- количество газа, содержащегося в топливе в нерастворенном состоянии, постоянно;
- плотность и модуль упругости топлива не зависят от давления.

Параметры математической модели системы топливоподачи подразделяются на постоянные и варьируемые. Постоянные параметры введены в программу расчётов и их значения могут изменяться при расчёте системы топливоподачи только по согласованию с преподавателем. К данным параметрам относятся следующие:

1. давление на входе в ТНВД $P_0 = 0.2$ МПа;
2. давление в сливном трубопроводе $P_c = 0.02$ МПа;
3. радиальный зазор в плунжерной паре ТНВД $\Delta_{п} = 0.003$ мм;
4. расстояние между осями впускного и выпускного окон втулки ТНВД $B = 4$ мм;
5. угол наклона отсечной кромки золотника плунжера ТНВД $\beta = 30^\circ$;
6. коэффициент расхода напорного клапана $\mu_k = 0.7$;
7. диаметр нагнетательного (напорного) клапана $d_k = 7.5$ мм;

8. ход отсечной кромки нагнетательного клапана ... $h_k = 3 \text{ мм}$;
9. радиальный зазор нагнетательного клапана $\Delta_k = 0.003 \text{ мм}$;
10. максимальное перемещение нагнетательного клапана $X_{k \max} = 4 \text{ мм}$;
11. приведенная масса нагнетательного клапана $M_k = 0.01 \text{ кг}$;
12. жесткость пружины нагнетательного клапана ... $C_{\text{пр } k} = 5 \text{ Н/мм}$;
13. сила предварительного поджатия пружины нагнетательного клапана $G_{\text{пр } k} = 10 \text{ Н}$;
14. сила сухого трения на нагнетательного клапане .. $G_{\text{тр } k} = 0.2 \text{ Н}$;
15. приведенный модуль упругости топлива $E_{\text{пр}} = 1350 \text{ МПа}$;
16. давление насыщенных паров топлива $P_{\text{пар}} = -90 \text{ кПа}$;
17. коэффициент кинематической вязкости топлива $\nu = 0.1 \text{ см}^2/\text{с}$;
18. плотность топлива $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$;
19. приведенная масса иглы форсунки $M_{\text{и}} = 0.03 \text{ кг}$;
20. максимальное перемещение иглы форсунки $X_{\text{и } \max} = 1 \text{ мм}$;
21. жесткость пружины форсунки $C_{\text{пр и}} = 150 \text{ Н/мм}$;
22. сила предварительного сжатия пружины форсунки $G_{\text{пр и}} = 400 \text{ Н}$;
23. объём предсоплового канала форсунки $W_{\text{ф}} = 0.5 \text{ см}^3$;
24. давление в цилиндре двигателя $P_z = 10 \text{ МПа}$;
25. длина контактной поверхности иглы форсунки $l_{\text{ф}} = 50 \text{ мм}$;
26. угол конусности иглы форсунки $\alpha = 30^\circ$;

К варьируемым параметрам системы относятся следующие:

1. радиус впускного отверстия втулки ТНВД	r_0 ;
2. радиус выпускного отверстия втулки ТНВД	$r_{ос}$;
3. диаметр плунжера ТНВД	$d_{п}$;
4. диаметр иглы форсунки	$d_{и}$;
5. диаметр штока иглы	$d_{ш}$;
6. диаметр предсоплового канала	d_1 ;
7. диаметр сопла форсунки	d_c ;
8. количество сопл	i_c ;
9. первоначальный объем камеры (кармана) форсунки	W_2 ;
10. радиальный зазор на игле форсунки	$\Delta_{и}$;
11. длина соединительного трубопровода	l_T ;
12. внутренний диаметр соединительного трубопровода ...	d_i ;

К варьируемым относятся также исходные параметры, вводимые в программу через стартовое окно. К ним относятся:

1. углы, определяющие профиль кулачка (см. рис. 2.2)	$\varphi_1; \varphi_2; \varphi_r$;
2. добавочное время	$\Delta t_{п}$;
3. частота вращения коленвала двигателя	n
4. максимальное перемещение плунжера ТНВД	$X_{п \max}$;
5. ускорение перемещения плунжера ТНВД	K_1 .

Значения базовых величин, принятых в математической модели, приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Базовые величины

Параметр	Обозначение, размерность	Величина
Перемещение механического элемента	X_6 , мм	10
Давление	P_6 , МПа	20
Площадь открытия дроссельного элемента	f_6 , мм ²	6.25
Расход	Q_6 , см ³ /с	1000
Время	t_6 , мс	2

Значения базовых величин X_6 , P_6 ; t_6 , f_6 приняты произвольно. Значения базового расхода определяется выражением (1.26).

4 СОДЕРЖАНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

Выполнить на ЭВМ динамический расчёт системы топливоподачи четырёхтактного дизеля, схема которой приведена на рис. 3.1, при осевом расположении форсунки. Варианты исходных данных приведены в таблице 4.1. Построить графики изменения во времени (и в зависимости от угла поворота коленвала φ) следующих параметров: перемещение плунжера ТНВД X_n ; давление в рабочей полости ТНВД P_n ; давление после нагнетательного клапана P_1 ; давление в конце соединительного трубопровода P_2 ; перемещение нагнетательного клапана X_k ; перемещение иглы форсунки $X_{и}$; расход топлива через сопла форсунки Q_c .

Динамический расчёт системы топливоподачи выполняется по программе LAB-DVS.EXE. Для выполнения расчёта необходимо определить численные значения варьируемых параметров и закона подачи топлива, ввести полученные данные в программу расчётов.

Таблица 4.1 – Варианты заданий

Варианты	Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт. час)	Эффективная мощность, N_e , кВт	Частота вращения коленвала, n , об/мин	Количество цилиндров, i	Длина трубопровода между насосом и форсункой $l_{г, м}$	Диаметр цилиндра $D_{ц, мм}$	Количество сопловых отверстий, i_c	Φ_1 , град.	Φ_2 , град.	$\Phi_г$, град.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	236	62	4200	3	0,5	92	2	120	120	60
2	284	81	4300	4	1	85	4	120	120	60
3	222	88	4250	5	0,8	81	2	120	120	60
4	242	169	2600	6	0,8	108	4	96	96	48
5	290	224	2100	6	1	125	4	96	96	48
6	273	234	2200	6	1	120	4	96	96	48
7	238	235	2000	6	0,8	127	4	96	96	48
8	300	346	1900	8	0,8	127	6	96	96	48
9	292	40	1850	4	0,6	105	2	96	96	48
10	286	77	2200	4	0,6	110	2	96	96	48
11	280	115	2100	4	1	120	4	96	96	48
12	284	130	2100	4	1	130	4	96	96	48
13	241	136	2800	8	0,8	110	2	120	120	60
14	242	155	2600	8	0,8	120	2	120	120	60
15	245	175	2100	8	1	130	2	96	96	48
16	285	180	2100	6	1	120	4	96	96	48
17	236	62	4200	3	0,5	92	2	120	120	60
18	284	81	4300	4	0,8	85	4	120	120	60
19	222	88	4250	5	0,8	81	2	120	120	60
20	286	77	2200	4	0,6	110	4	96	96	48
21	236	62	4200	3	0,6	92	3	120	120	60
22	284	81	4300	4	0,8	85	2	120	120	60
23	222	88	4250	5	0,5	81	3	120	120	60
24	280	115	2100	4	0,6	120	4	96	96	48

25	241	136	2800	8	0,5	110	4	120	120	60
----	-----	-----	------	---	-----	-----	---	-----	-----	----

4.1 План-схема определения варьируемых параметров

4.1.1 Рассчитывается цикловая подача топлива по уравнению (2.1).

4.1.2 Исходя из рекомендуемых значений коэффициентов (см. табл. 2.1) определяется по (2.4) расчётные значения полного хода плунжера h_n и его диаметр d_n . Расчётные значения округляются до ближайших значений согласно ГОСТ 10578-74.

4.1.3 Рассчитываются диаметры впускного и выпускного окон втулки ТНВД по (2.5). Расчётные значения округляются до ближайших значений согласно ГОСТ 10578-74.

4.1.4 Рассчитываются диаметр соплового отверстия форсунки d_c по (2.6) и диаметр предсоплового канала по (2.12).

4.1.5 По уравнениям (2.13) – (2.17) рассчитываются диаметральные размеры иглы форсунки d_i и $d_{ш}$. Расчётные значения округляются до ближайших значений согласно ГОСТ 10578-74.

4.1.6 Рассчитываются силы предварительного поджатия пружины форсунки $G_{пр и}$ по (2.18).

4.2 Работа с программой расчёта

Программа расчёта не требует инсталляции. Для её запуска достаточно открыть файл LAB-DVS.EXE. Стартовое окно программы показано на рис. 4.1.

На первом этапе необходимо ввести заданные исходные данные φ_1 , φ_2 , φ_r , n [об/мин] (см. табл. 4.1), расчётное значение $X_{п \max}$ и принятое значение ускорения $K1 = [м/с^2]$. Необходимо также задать значение ΔT (обозначение ΔT в стартовом окне соответствует обозначению Δt_n по рис. 2.2). Рекомендуемые значения $\Delta T = (0.01 \dots 0.04)$ с.

Нажав кнопку «Определить K2, K3» определяем значения ускорений K2, K3 (см. рис. 2.2) и уравнения (2.23; 2.25). Если значения K2 и K3 не соответствуют рекомендуем, то по согласованию с преподавателем изменяют угол φ_r .

По кнопке «Параметры системы» попадаем в следующее окно программы, где вводятся варьируемые и при необходимости корректируются постоянные параметры системы. Для этого необходимо выбрать соответствующий раздел параметров и внести необходимые из-

менения. На рис. 4.2 показано это окно с наложенным разделом «Напорный клапан»

Динамический расчёт системы топливоподачи дизеля

Исходные данные

$\Phi_1 =$ $n =$ об/мин
 $\Phi_2 =$ $K_1 =$ м/с²
 $\Phi_{г} =$ $X_{hmax} =$ мм
 $\Delta T =$ с

 $K_2 =$ м/с²
 $K_3 =$ м/с²

Рисунок 4.1 – Стартовое окно программы

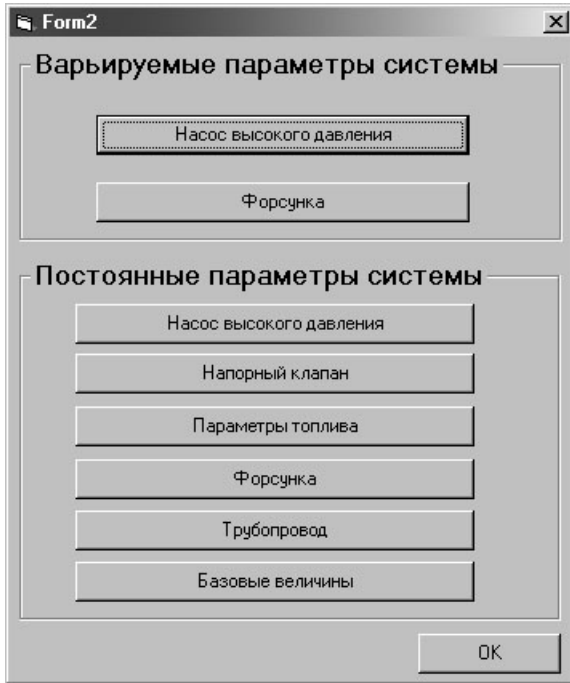


Рисунок 4.2 – Окно параметров системы

После ввода необходимых данных возвращаемся в стартовое окно программы (см. рис. 4.1) и нажимаем кнопку «Далее>>». В новом окне появляются результаты расчёта в виде массива числовых значений, которые можно сохранить в текстовом файле – рис. 4.3.

ИСПОЛНИТЬ СЧЁТ

t	X _п	X _{п1}	P _п	P ₁	P ₂	X _г	q _c	X _к	q _к
00.00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	5.0000E+00	5.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
01.00	4.7700E-01	1.7700E-01	5.0025E-01	5.1000E+00	4.7700E+00	4.7700E-01	4.7700E-01	4.7700E-01	4.7700E-01
02.00	8.8840E-02	3.8840E-02	6.3300E-03	4.9800E+00	4.8800E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
03.00	4.0000E-01	0.0000E+00	0.0000E+00	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
04.00	7.8880E-02	2.8880E-02	7.8880E-03	4.8880E+00	4.8880E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
05.00	2.0000E-01	0.0000E+00	0.0000E+00	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
06.00	4.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
07.00	7.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
08.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
09.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
10.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
11.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
12.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
13.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
14.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
15.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
16.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
17.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
18.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
19.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
20.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
21.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
22.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
23.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
24.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
25.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
26.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
27.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
28.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
29.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
30.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
31.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
32.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
33.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
34.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
35.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
36.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
37.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
38.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
39.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
40.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
41.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
42.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
43.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
44.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
45.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
46.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
47.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
48.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
49.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00
50.00	1.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	4.0000E+00	4.0000E+00	1.0000E-01	1.0000E-01	1.0000E+00	1.0000E+00

Рисунок 4.3 – Пример вывода результатов расчётов

Здесь: t – безразмерное время; X_p – безразмерное перемещение плунжера ТНВД; $X_{п1}$ – безразмерная скорость плунжера ТНВД; P_p , P_1 , P_2 – безразмерное давление соответственно в рабочей полости ТНВД, в начале и конце соединительного трубопровода; X_g – безразмерное перемещение иглы форсунки; q_c – безразмерный расход топлива через форсунку; X_k – безразмерное перемещение напорного клапана; q_k – безразмерный расход топлива через напорный клапан.

Полученные результаты расчётов представляются студентом в виде графиков следующих зависимостей: $X_p=f(t)$; $P_p=f(t)$; $P_{1,2}=f(t)$; $X_k=f(t)$; $X_{п1}=f(t)$; $Q_c=f(t)$. Параллельно оси абсцисс (временной оси) проводится ось изменения угла поворота коленвала ДВС. Связь между временем t и углом поворота коленвала φ определяется выра-

жением (2.22). Графические результаты могут быть представлены в размерном или безразмерном виде.

Программа расчётов предусматривает использование компьютерных программ для графического интерпретирования полученных результатов. Для этого необходимо выполнить следующие процедуры:

1. зайти в Microsoft Excel;
2. в меню «Файл» выбрать «Открыть», в списке «Тип файлов» выбрать «Текстовые файлы» и открыть сохраненный файл с результатами расчётов. При этом запускается «Мастер импорта текстов»;
3. не первом шаге в рамке «Формат исходных данных» установить переключатель в позицию «С переключателями», нажать «Далее» и установить флажки в полях «Пробел» и «Считать последовательные разделители одним»;
4. нажать «Готово», после чего данные импортируются в ячейки Microsoft Excel;
5. запустить «Мастер построения диаграмм»;
6. выбрать вид диаграммы – «Точечная» и, указав соответствующие настройки, получить графическое представление результатов.

4.3 Анализ расчётных результатов и оформление отчёта

4.3.1 Анализ расчётных результатов заключается в определении основных параметров подачи топлива в дизеле, таких как:

- период задержки и впрыска топлива;
- действительный и геометрический углы опережения подачи топлива;
- период активного впрыска топлива;
- геометрическая продолжительность подачи топлива;
- действительная продолжительность подачи топлива;
- период довпрыскивания;
- давления открытия и закрытия иглы форсунки;
- максимальное давление в полости ТНВД;
- остаточное давление в системе.

4.3.2 Отчёт оформления в виде рукописи на листах А4. Первой страницей является титульный лист – рис. 4.4.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

Кафедра «Двигуни внутрішнього згоряння»

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНЕ ЗАВДАННЯ

«Динамічний розрахунок системи паливоподачі дизеля»
зі спеціальності 7.05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння»

Виконав ст. гр. _____

Перевірив _____

Запоріжжя, (рік)

Рисунок 4.4 – Пример оформлення титульного листа

Структура отчёта должна состоять из следующих разделов:

- содержание;
- введение;
- основные исходные данные и параметры системы;
- результаты расчётов и их анализ;
- список литературы.

В разделе «ВВЕДЕНИЕ» приводится расчётная схема системы топливоподачи и краткое её описание. Здесь же приводятся заданные согласно варианту исходные данные для расчёта.

В разделе «ОСНОВНЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ПАРАМЕТРЫ» приводятся подробное изложение расчётов по определению размеров плунжерной пары ТНВД и форсунки. В случае корректировки исходных данных и основных параметров приводятся их новые значения и указываются причины их изменения.

В разделе «РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ И ИХ АНАЛИЗ» приводятся графики расчётов и излагаются результаты анализа полученных результатов. Графики могут быть выполнены либо на миллиметровке, либо в виде компьютерной распечатки. Допускается выполнение графиков в размерном или безразмерном виде.

Примеры графического представления результатов расчёта представлены на рис. 4.5, 4.6.

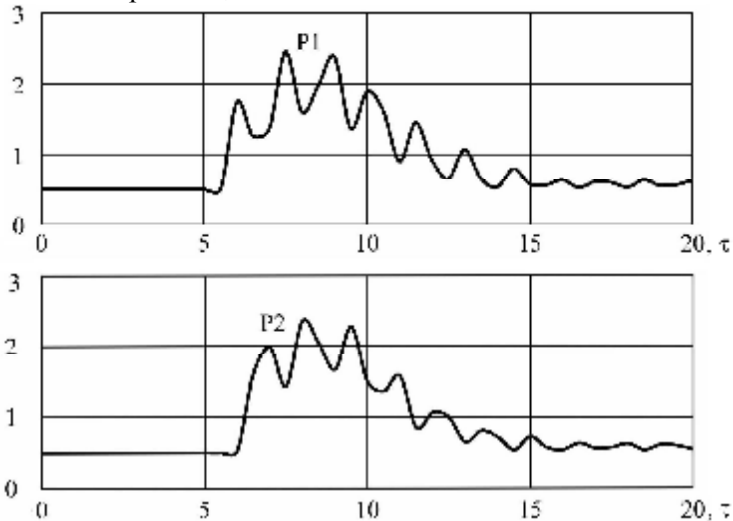


Рисунок 4.5-Динамические процессы в системе топливоподачи дизеля

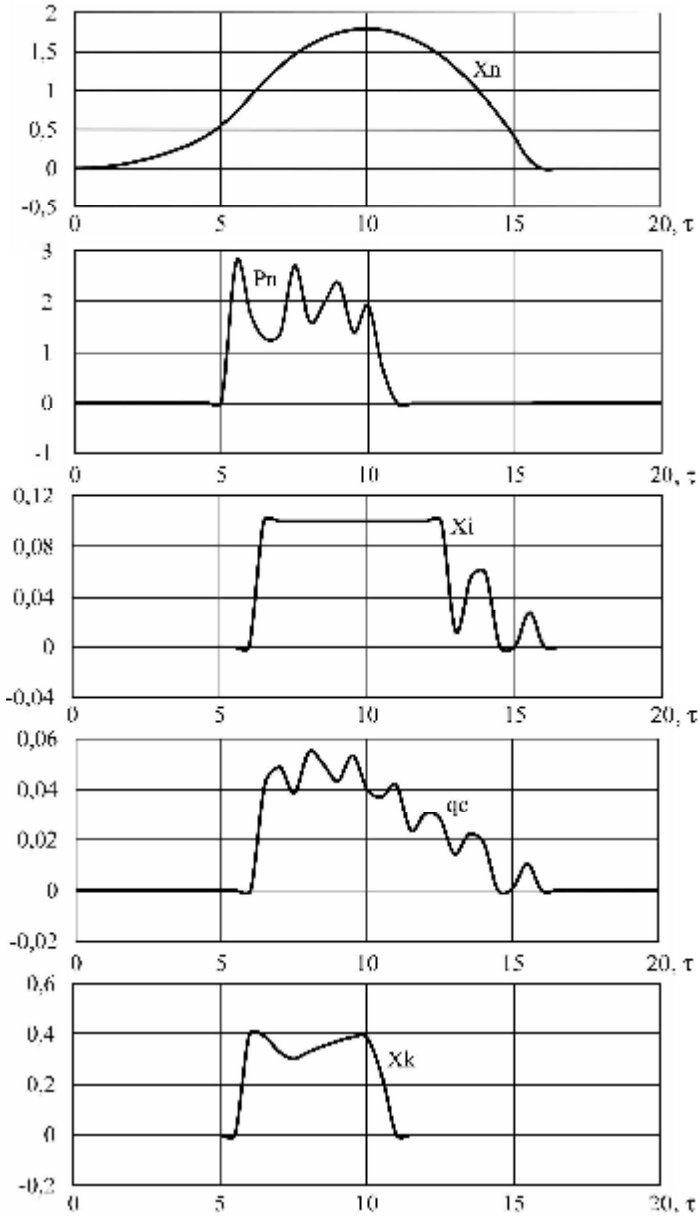


Рисунок 4.6-Динамические процессы в системе топливоподдачи дизеля

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лышевский А.С. Системы питания дизелей. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» //С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.А. Ивин и др. /Под общей ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Скляревський О.М. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунку): Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
4. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. –М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
5. Скляревский А.Н. Методическое указание к решению инженерных задач по дисциплине «Системы топливоподачи и управления ДВС» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания». –Запорожье: ЗНТУ, 2005. – 32 с.