

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При аналитическом исследовании движения транспортной или тяговой машины с дизельным двигателем возникает необходимость в моделировании режимов работы последнего. Известен ряд моделей, позволяющих имитировать работу дизельного двигателя на переходных режимах [1, 2, 3]. Однако эти модели имеют определенный недостаток: не позволяют исследовать работу двигателя на тормозных режимах, что весьма важно при разработке требований к системе автоматического управления (САУ) трансмиссией автомобиля и выборе режимов переключения передач.

В настоящей статье представлена модель дизельного двигателя, лишенная указанного недостатка.

Работа дизельного двигателя описывается системой дифференциальных уравнений, включающей уравнение движения муфты всережимного регулятора частоты вращения, уравнение движения коленчатого вала двигателя и уравнение связи.

Схема динамической системы регулятора в общем случае представлена на рис. 1,а. Здесь P - центробежная сила грузов регулятора (поддерживающая сила); E - усилие пружины регулятора (восстанавливающая сила); T - сила трения; m - масса подвижных деталей регулятора, деталей привода от регулятора к топливному насосу и деталей топливного насоса, перемещающихся при изменении положения муфты z ; c - жесткость упругих элементов регулятора.

Параметры динамической системы регулятора m и c и действующие на массу m силы P , E и T приведены к оси муфты регулятора.

При работе регулятора на равновесном режиме действующие на муфту поддерживающая P и восстанавливающая E силы находятся в равновесии. В случае нарушения равновесия, например за счет увеличения частоты вращения валика регулятора, муфта приходит в движение, уравнение которого можно представить в виде

$$m\ddot{z} = P - E - T. \quad (1)$$

Рассмотрим силы, действующие на муфту регулятора. Поддерживающая сила P , при известной угловой частоте вращения

коленчатого вала двигателя ω_d и отношении угловых частот вращения валика регулятора и коленчатого вала двигателя i_p определяется из выражения

$$P = A(z) \omega_d^2 i_p^2, \quad (2)$$

где A_z - инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты регулятора [3].

Восстанавливающая сила E , препятствующая перемещению муфты является в общем случае нелинейной функцией двух переменных: z - положения муфты и α - угла поворота настройки регулятора или педали управления подачей топлива, т.е. $E = f(z, \alpha)$ и определяется по выражению

$$E = E_0 + E(\alpha) + cz, \quad (3)$$

где E_0 и $E(\alpha)$ - приведенные к муфте соответственно сила предварительной затяжки пружины и сила натяжения пружины, вызванная изменением угла поворота настройки регулятора.

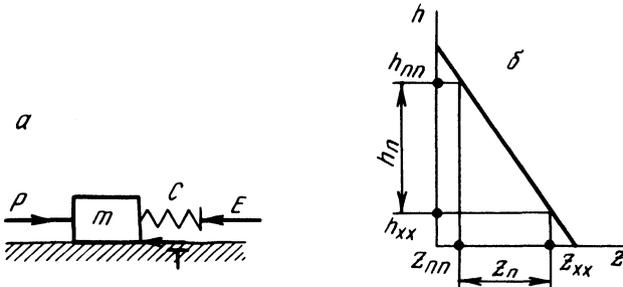


Рис. 1. Всережимный регулятор частоты вращения коленчатого вала двигателя: а - схема динамической системы регулятора; б - характеристика передаточного механизма, связывающего рейку топливного насоса и муфту регулятора.

Движению муфты препятствуют также силы трения T : силы вязкого трения, возникающие между поверхностями трения, разделенными сплошной масляной пленкой, и силы сухого трения, возникающие при контактном соприкосновении трущихся поверхностей в случае разрыва масляной пленки.

Сила вязкого трения пропорциональна скорости относительного движения трущихся поверхностей; при приведении этой силы к муфте она пропорциональна скорости перемещения муфты

$$T = rz\dot{z}, \quad (4)$$

где r – коэффициент вязкого трения; \dot{z} – скорость перемещения муфты.

Регуляторы частоты вращения работают обычно при хорошей смазке. Все движущиеся части регулятора и связанного с ним топливного насоса совершают непрерывные колебания, вызываемые неравномерностью вращения коленчатого вала, вибрацией опор и блока двигателя, топливного насоса и регулятора. При высокочастотных вибрациях сухое трение приближается по своим свойствам к вязкому. Поэтому при моделировании работы двигателя силы трения в регуляторе относим к силе вязкого трения.

С учетом вышеуказанных сил, определяемых выражениями (2), (3) и (4), уравнение (1) принимает следующий вид:

$$mz = A(z)\omega_{dp}^2 - (E_0 + E(\alpha) + cz) - r\dot{z}. \quad (5)$$

При этом необходимо учитывать, что z изменяется в интервале, ограниченном конструктивными упорами, т.е.

$$0 \leq z \leq z_{\max}. \quad (6)$$

В данном случае за нулевое положение z принимается перемещение муфты при полной подаче топлива, или $z_{\text{пп}}$, а положение z_{\max} соответствует холостому ходу, или $z_{\text{хх}}$ (рис. 1, б).

Уравнение движения коленчатого вала двигателя имеет вид

$$I_d \dot{\omega}_d = M_d - M_c, \quad (7)$$

где I_d – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции масс, принимающих участие в его движении; $\dot{\omega}_d$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя; M_d и M_c – соответственно эффективный момент двигателя и момент сопротивления.

Величина эффективного момента зависит от величины подачи топлива, которая в свою очередь определяется положением рейки топливного насоса высокого давления h и частотой вращения коленчатого вала двигателя ω_d , т.е. $M_d = f(\omega_d, h)$.

Чтобы исследовать работу двигателя с учетом его выхода на тормозной режим, целесообразно оперировать не эффективным M_d , а индикаторным моментом двигателя M_d^i , которые связаны между собой зависимостью

$$M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}, h) = M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}, h) - M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}), \quad (8)$$

где $M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}})$ - тормозной момент двигателя.

Характеристика изменения тормозного момента двигателя $M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}})$ может быть аппроксимирована выражением:

$$M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}) = a_1 + a_2 \omega_{\text{д}}, \quad \text{при } \omega_{\text{хх}}^{\text{min}} \leq \omega_{\text{д}} \leq \omega_{\text{хх}}^{\text{max}}, \quad (9)$$

где a_1 и a_2 - постоянные величины; $\omega_{\text{хх}}^{\text{min}}$ и $\omega_{\text{хх}}^{\text{max}}$ - соответственно минимальные и максимальные обороты холостого хода двигателя.

При фиксированном положении рейки топливного насоса момент двигателя является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{д}}$. Поэтому предельное значение индикаторного момента на внешней характеристике двигателя находится при $h = h_{\text{max}}$ (где h_{max} - положение рейки при полной подаче топлива) из выражения

$$M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}) = M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}) + M_{\text{т}}(\omega_{\text{д}}),$$

где $M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}})$ - эффективный крутящий момент двигателя при $h = h_{\text{max}}$.

Для определения величины индикаторного момента двигателя при его работе на частичных режимах необходимо установить связь между координатой муфты регулятора Z и рейки топливного насоса h . Рейка насоса соединяется с муфтой регулятора передаточным механизмом, который спроектирован таким образом, что перемещение муфты устраняет причину, вызвавшую это перемещение.

Если подача топлива увеличивается, крутящий момент двигателя возрастает. При избытке крутящего момента увеличивается частота вращения коленчатого вала двигателя. Следовательно, результатом движения муфты должно быть снижение подачи топлива, т.е. уменьшение координаты рейки насоса h . Но при увеличении $\omega_{\text{д}}$ координата муфты Z увеличивается. Поэтому функция $h = f(Z)$ должна соответствовать графику, изображенному на рис. 1.б, где индексы xx и nn при переменных h и Z означают, что переменные определены соответственно при холостом ходе двигателя или полной подаче топлива.

Уравнение прямой, указанной на рис. 1,б, является уравнением связи и имеет вид

$$h = h_{\max} - bz, \quad (10)$$

где $b = \frac{h_{\Pi}}{z_{\Pi}} = \frac{h_{\max}}{z_{\max}}$ - коэффициент передачи.

Предполагая, что крутящий момент двигателя при его работе на частичных режимах изменяется пропорционально относительному изменению координаты топливного насоса $\frac{h}{h_{\max}}$, индикаторный момент двигателя находим из выражения

$$M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}, h) = M_{\text{д}}^{\text{и}}(\omega_{\text{д}}) \cdot \frac{h}{h_{\max}}. \quad (11)$$

В соответствии с уравнением (5), ограничением (6), уравнениями (7) и (10), а также с учетом выражений (8), (9) и (11) составляется блок-схема модели для исследования на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) различных режимов работы дизельного двигателя (рис. 2).

Характеристика индикаторного момента двигателя $M_{\text{д}}^{\text{и}} = f(\omega_{\text{д}})$ при $h = h_{\max}$ набрана в соответствующем масштабе на нелинейном блоке БН1 (рис. 2, б).

В качестве примера исследования работы двигателя на данной модели на рис. 3 приведены результаты моделирования различных режимов работы дизельного двигателя ЯМЗ-238.

На этом рисунке участок кривой эффективного крутящего момента двигателя, заключенный между точками 1 и 2, соответствует переходному режиму работы двигателя, вызванному мгновенным увеличением угла поворота педали управления подачей топлива α (угла настройки регулятора) от положения, принятого за нулевое до максимального значения α_{\max} и снятием нагрузки с двигателя ($M_{\text{с}} = 0$). Изменению угла α соответствует изменение силы натяжения пружины регулятора $E(\alpha)$, что и производится при моделировании. Затем в точке 2, т.е. при $E(\alpha)_{\max}$ двигатель ступенчато нагружается моментом сопротивления в 200, 400, 600 и 900 Н·м, что соответственно вызывает получение на графике точек 3, 4, 5 и 6; после этого производится ступенчатое снятие нагрузки с двигателя до 600, 400, 200 и 0 Н·м при $E(\alpha) \approx 0,8E(\alpha)_{\max}$. Данным ступеням нагрузки соответствуют на рис. 3 точки 7, 8, 9 и 10. Участок кривой момента 2-11 соответствует ра-

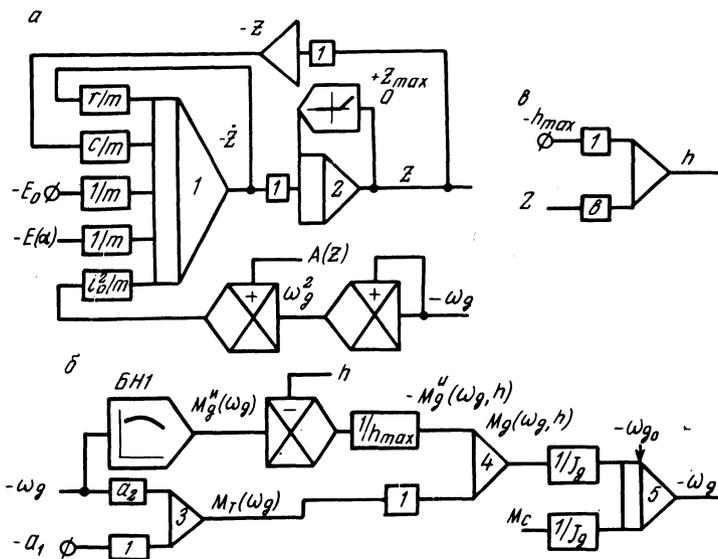


Рис. 2. Блок-схема моделирования работы дизельного двигателя: а – всережимный регулятор; б – двигатель; в – уравнение связи.

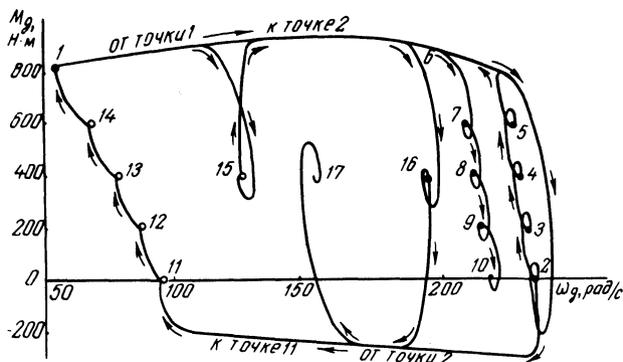


Рис. 3. Пример результатов моделирования работы дизельного двигателя.

боте двигателя в тормозном режиме. Данный режим был получен при изменении величины $E(\alpha)$ от своего максимального значения до нуля при $M_c = 0$. После выхода на режим, соответствующий точке 11, двигатель ступенчато нагружается моментом M_c до 200, 400, 600 и 820 Н·м, в результате чего на графике получены соответственно точки 12, 13, 14 и 1. Далее для определения характера изменения момента двига-

теля при постоянном нагрузочном моменте M_c и переменном положении угла поворота педали управления подачей топлива нагрузочный момент устанавливается равным 400 Н·м и остается постоянным, а $E(\alpha)$ задается равным 0,25; 0,7 и 0,45 $E(\alpha)_{\max}$. Данным режимам на графике соответствуют точки 15, 16 и 17.

Для оценки точности моделирования результаты, полученные на модели, сопоставлялись с результатами стендовых испытаний двигателя ЯМЗ-238. Так, при снятии временных (динамических) характеристик двигателя было установлено, что скорость увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя при резком нажатии на педаль управления подачей топлива составляет на модели 159 рад/с за секунду, а на стенде - 154 рад/с за секунду. Скорость снижения частоты вращения при отпуске педали соответственно 45,8 и 42 рад/с за секунду.

Сопоставление результатов моделирования и стендовых испытаний показало, что характер протекания параметров переходных процессов двигателя идентичен, а числовые значения последних расходятся в отдельных экстремальных точках не более чем на 7 - 10%.

Выводы. 1. Предлагаемая блок-схема моделирования работы дизельного двигателя позволяет с достаточной точностью исследовать на АВМ различные режимы его работы, в том числе и тормозные, что необходимо при разработке требований к САУ трансмиссией автомобиля.

2. При сочетании полученной модели с моделью динамической системы машинного агрегата автомобиля представляется возможным выбрать на АВМ оптимальное время переключения передач, производить доводку САУ трансмиссией, исследовать факторы, определяющие динамику разгона автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Малиновский Е.Ю., Зарецкий Л.Б. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. - М., 1966.
2. Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Моделирование переходных процессов управления двигателем. - В сб.: Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1976, вып. 8.
3. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля. / А.И.Гришкевич, Л.А.Молибошко, О.С.Руктешель, В.М.Беляев. - Минск, 1978.