

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Разрабатывая системы автоматического управления трансмиссией, обеспечивающие оптимальное время переключения передач, необходимо учитывать временные (динамические) характеристики двигателя: набор и сброс оборотов двигателя при резком нажатии или "броске" педали управления подачей топлива, а также изменение оборотов двигателя при резком снятии нагрузки.

При управлении дизелями их скорость и нагрузка изменяются в максимально возможных пределах в течение ограниченного промежутка времени. Поэтому, исследуя переходные процессы управления дизельным приводом, необходимо учитывать зависимость крутящего момента дизелей от величины цикловой подачи топлива (или положения рейки топливного насоса), от скорости вращения коленчатого вала, а также от времени при резких изменениях режима работы.

Переходные процессы управления дизельным приводом определяются системой уравнений, включающей уравнение все-режимного регулятора скорости вращения дизеля и собственно дизельного привода.

Описывая работу все-режимного регулятора скорости двигателя, за обобщенные координаты принимаем среднюю за цикл скорость вращения коленчатого вала двигателя ω (или муфты регулятора) и положение муфты регулятора z (или рейки топливного насоса).

Предполагается, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент, величина которого определяется положением рейки топливного насоса, управляемой регулятором, и значением угловой скорости коленчатого вала двигателя. В этом случае движение динамической системы регулятора, с учетом внешнего воздействия на регулятор в процессе управления, описывается нелинейным дифференциальным уравнением

$$m\ddot{z} = A(z)\omega^2 i_p^2 - [E_0 + E(t) + c(\omega i_p)] - \xi\dot{z} - f \operatorname{sign} \dot{z}, \quad (1)$$

где m — среднее значение приведенной к муфте массы регулятора и органов топливоподающей аппаратуры, т.е. сумма приведенных масс грузов, муфты, тяги рейки и рейки топливного

насоса, пружин и рычажной системы; z , \dot{z} и \ddot{z} — соответственно перемещение, скорость и ускорение муфты регулятора (или рейки) топливного насоса; $A(z)$ — инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты регулятора; для регулятора двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 он может быть найден из выражения [1]:

$$A(z) = (0,0111z + 0,373) \cdot 10^{-3} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2; \quad (2)$$

E — приведенная к муфте сила предварительной затяжки главной пружины; $E(t)$ — приведенные к муфте совместные усилия главной и пусковой пружин, изменяющиеся во времени в зависимости от натяжения главной пружины под воздействием водителя; $c(\omega_i)_p$ — приведенная к валу муфты жесткость

упругих элементов регулятора в функции скорости вращения муфты; ξ — коэффициент вязкого трения; f — сила сухого трения; i_p — отношение угловых скоростей валика регулятора ω_p и ω коленчатого вала двигателя.

Уравнение дизельного привода, представляющее динамическое равновесие маховой массы I (двигателя), имеет вид

$$I \dot{\omega} = M_{\text{дв}}(z, \omega) - M_{\text{тр}} - M_T(\omega) - M_H(t), \quad (3)$$

где I — суммарный момент инерции подвижных деталей двигателя, приведенный к оси маховика; ω и $\dot{\omega}$ — угловая скорость и ускорение коленчатого вала дизеля; $M_{\text{дв}}(z, \omega)$ — индикаторный крутящий момент дизеля в функции положения муфты регулятора (рейки топливного насоса) и угловой скорости коленчатого вала; $M_{\text{тр}}$ — момент сил трения в двигателе; $M_H(t)$ — нагрузочный момент в функции времени; $M_T(\omega)$ — момент трения моторного тормоза в функции угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Для уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии и работы буксования сцепления включение последнего следует производить в момент выравнивания оборотов ведущей и ведомой частей сцепления. Но это выравнивание приводит к увеличению времени переключения передач, так как сброс оборотов двигателя происходит медленнее, чем синхронизация передачи в коробке передач. Чтобы ускорить сброс оборотов двигателя, применяют моторный тормоз. Например, устанавливают

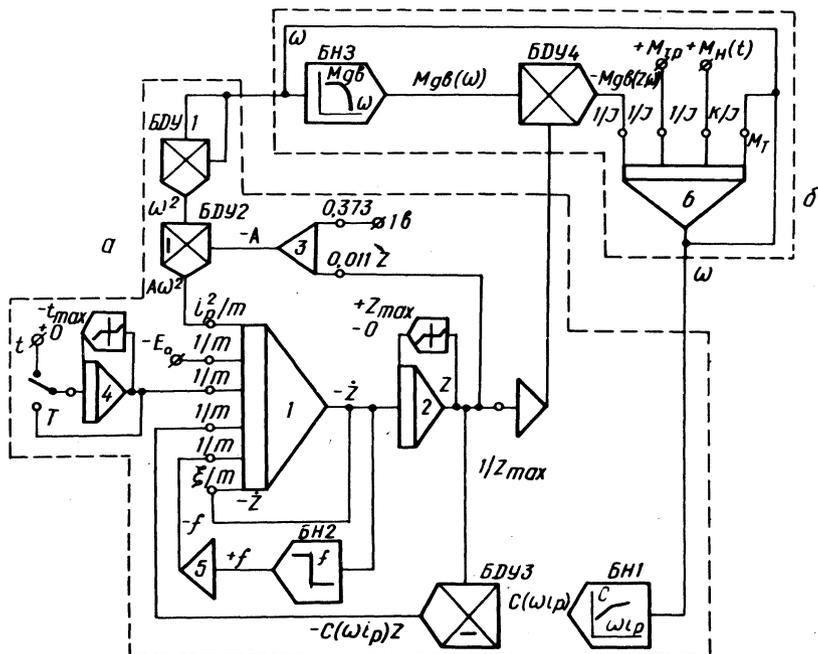


Рис. 1. Блок-схема электронной модели исследования процессов управления дизельным приводом: а—всерезимный регулятор скорости; б—дизельный привод.

заслонку в выхлопном коллекторе двигателя, что нашло свое отражение в уравнении дизельного привода (3). Тормозной момент M_T моторного тормоза в первом приближении можно считать пропорциональным скорости вращения коленчатого вала двигателя.

Исследование временных характеристик дизельного двигателя целесообразно проводить на аналоговых вычислительных машинах, так как решение дифференциальных уравнений переходных процессов управления дизельным приводом аналитическими методами практически невозможно ввиду большого объема вычислительных работ, обусловленного наличием существенно нелинейных зависимостей в уравнениях (1) и (3).

Моделирование переходных процессов управления дизельным приводом производилось на электронной нелинейной аналоговой машине МНБ-1. Блок-схема электронной модели управления дизельным приводом приведена на рис. 1.

Рассмотрим участок блок-схемы, моделирующий работу все-режимного регулятора (рис. 1, а). Здесь на интегратор 1 подаются напряжения, пропорциональные в принятом масштабе силам, стоящим в правой части уравнения (1), умноженным на коэффициент $1/m$. Следовательно, на выходе данного интегратора получаем напряжение, пропорциональное скорости перемещения рейки топливного насоса (муфты). Проинтегрировав вторично, на выходе интегратора 2, имеем перемещение рейки в принятом масштабе. Ограничение максимального значения хода рейки достигается набором нелинейности "звено ограничения координат" на интеграторе 2. Составляющие поддерживающей силы $A(z) \omega^2 i_p^2$ моделируются при помощи блоков умноже-

ния БДУ 1, БДУ 2 и сумматора 3. Восстанавливающая сила $E_0 + c(\omega i_p) z$ моделируется следующим образом: сила приведенной к муфте предварительной затяжки пружины E_0 задается в принятом масштабе непосредственно от источника напряжения. Нелинейная зависимость приведенной к валу муфты жесткости упругих элементов регулятора от скорости вращения муфты $c(\omega i_p)$ набрана на блоке нелинейности БН 1, а сила упругости реализуется на выходе блока умножения БДУ 3.

Вынуждающая сила $E(t)$, возникающая при перемещении педали газа (рейки топливного насоса) под воздействием водителя, которое необходимо для увеличения или сброса подачи топлива, обеспечивается интегратором 4 и тумблером Т. Максимальное значение перемещения педали газа ограничивается "звеном ограничения координат", собранным на интеграторе 4.

Сила сухого трения f направлена против движения муфты, а при неподвижной муфте — противоположно направлению разницы восстанавливающей и поддерживающей сил и моделируется с помощью блока нелинейности БН 2 и инвертора 5.

Сила вязкого трения $\xi \dot{z}$ моделируется путем введения отрицательной обратной связи на интеграторе 1.

Участок блок-схемы, моделирующий уравнение (3), представлен на рис. 1, б. Суммарный момент инерции подвижных деталей двигателя, приведенный к оси маховика, моделируется интегратором 6. На входы этого интегратора подаются с соответствующими знаками напряжения, пропорциональные индикаторному моменту двигателя $M_{дв}(z, \omega)$, постоянной

составляющей момента сил трения в двигателе $M_{\text{тр}}$, моменту трения моторного тормоза $M_{\text{Т}}(\omega)$ и нагрузочному моменту $M_{\text{Н}}(t)$.

Так как напряжения, соответствующие данным моментам, подаются на интегратор 6 через коэффициенты, равные $1/L$, то в соответствии с уравнением (3) на выходе интегратора получаем напряжение, пропорциональное угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Внешняя скоростная характеристика двигателя набрана на блоке нелинейности БН 3. Напряжение, пропорциональное моменту двигателя $M_{\text{дв}}(\omega)$ с БН 3 подается на блок умножения БДУ 4 в качестве первого сомножителя, в качестве второго сомножителя подается напряжение, пропорциональное отношению перемещению муфты регулятора. В результате на выходе БДУ 4 получаем замасштабированный крутящий момент двигателя в функции перемещения муфты регулятора (рейки топливного насоса) и скорости коленчатого вала двигателя при полной или частичной подаче топлива.

На электронной модели, блок-схема которой рассмотрена выше, исследовались временные характеристики двигателя ЯМЗ-236.

Результаты моделирования приведены на рис. 2 и 3. Из анализа графика, представленного на рис. 2, а, следует, что время сброса оборотов ненагруженного двигателя ($M_{\text{Н}} = 0$) с максимальных оборотов (2230 об/мин) до минимальных оборотов холостого хода (550 об/мин), составляет 3,9 с (кривая 1). А время набора оборотов ненагруженного двигателя при нажатии на педаль управления подачей топлива (кривая 2) с минимальных оборотов холостого хода до 2230 об/мин составляет 1,1 с.

На рис. 2, б кривая 1 отражает зависимость оборотов двигателя от внешней нагрузки. По линии аб происходит падение оборотов двигателя после приложения нагрузки. В точке б нагрузка мгновенно снимается и далее по линии бв протекает увеличение оборотов двигателя после снятия нагрузки. Кривая 2 показывает, как при этом изменяется положение рейки топливного насоса.

На модели исследовалась также зависимость времени сброса оборотов от величины момента моторного тормоза $M_{\text{Т}}(\omega)$, изменение которого характеризовалось коэффициентом пропорциональности K . Зависимость времени сброса оборотов от вели-

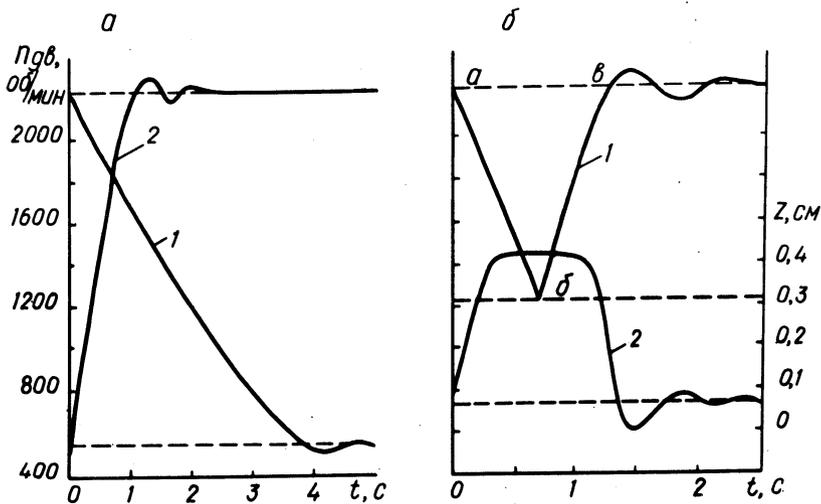


Рис. 2. Временные характеристики дизельного двигателя:
 а—изменение оборотов двигателя при отпускании педали управления подачи топлива (кривая 1) и резком нажатии на нее (кривая 2); б—изменение оборотов двигателя при приложении и снятии нагрузки (кривая 1) и перемещении рейки топливного насоса (кривая 2).

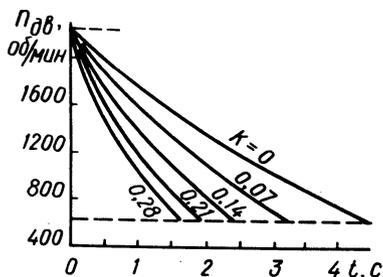


Рис. 3. Зависимость времени сброса оборотов двигателя от величины момента моторного тормоза.

чины коэффициента K при резком броске педали управления подачи топлива представлена на рис. 3. Здесь $K = 0,07$ соответствует моменту трения при максимальных оборотах (2230 об/мин), равному 13,2 кгс·м.

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального процесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность ее решения на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими исследованиями были проведены стендовые испытания двигателя ЯМЗ-236 (испытания проводились инженерами Черваневым А.Д. и Бараненковым А.Г.).

Сопоставление результатов моделирования и стендовых испытаний показало, что характер изменения параметров процессов идентичен, а числовые значения последних расходятся в отдельных точках не более чем на 8—12%.

В ы в о д ы

Предлагаемая электронная модель процессов управления дизельным приводом позволяет исследовать временные (динамические) характеристики двигателя, т.е. зависимость оборотов двигателя от нагрузки, от величины подачи топлива, от значения тормозного момента и других факторов.

При сочетании рассмотренной модели процессов управления дизельным приводом с моделью динамической системы машинного агрегата [2], последняя обеспечивает выбор оптимального времени переключения передач, может служить для доводки систем автоматического управления узлами трансмиссии, позволяет исследовать факторы, определяющие динамику разгона транспортной машины с учетом существенных нелинейностей.

Сопоставление расчетных и опытных данных показывает, что предлагаемая электронная модель позволяет с достаточной для проекторочных расчетов точностью определить параметры временных характеристик двигателя для использования в инженерной практике.

Л и т е р а т у р а

1. Храмов Ю.В. Расчетно-экспериментальный метод исследования переходных процессов автотракторных дизелей. — "Автомобильная промышленность", 1965, №2. 2. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин с помощью АВМ. Минск, 1973.