

убывает. Оптимальные по критерию максимальной действительной скорости движения значения i_d соответствуют равенству буксовых и равенству теоретических скоростей движения ведущих мостов и увеличиваются с ростом $P_{кc}$. Так, при изменении $P_{кc}$ от 6 кН до 16 кН оптимальные значения i_d изменяются в интервале $2,04 \leq i_d \leq 2,39$.

Таким образом, установлено, что действительная скорость движения трактора 4x4 с дифференциальным межосевым приводом зависит как от суммарной касательной силы тяги трактора, так и от ее распределения по ведущим мостам (значения i_d). Максимальные значения v имеют место при равенстве буксовых и равенстве теоретических скоростей ведущих мостов. С целью обеспечения максимальной действительной скорости движения распределение касательных сил тяги по ведущим мостам трактора 4x4 с дифференциальным межосевым приводом необходимо регулировать в зависимости от тяговой нагрузки. Нами предложен один из возможных путей обеспечения указанного регулирования [4]

ЛИТЕРАТУРА

1. Львов Е.Д. Теория трактора. — М.: Машгиз, 1962. — 183 с. 2. Чудак о в Д.А. Тяговая динамика и мощностной баланс тракторов со всеми ведущими колесами. — В кн.: Сб. науч. тр. БИМСХ. Минск: Гос. изд-во БССР, 1960, вып. 2, с. 77. 3. Стригунов С.И., Лефоров А.Х. Потери на буксование машин типа 4x4 с дифференциальным приводом. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск: Выш. шк., 1982, вып. 17, с. 73—77. 4. А. с. 901095 (СССР). Привод дополнительного моста транспортного средства/Стригунов С.И., Романчик Е.А., Лефоров А.Х. — Оpubл. в Б.И., 1982, № 4.

УДК 629.113—585.52(088—8)

В.Ф. ЧАБАН, канд.техн.наук (БПИ)

К РАЗРАБОТКЕ МОДЕЛИ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ РАСХОДА ТОПЛИВА

При выборе структурных схем и оптимизации параметров автоматических систем управления скоростными и нагрузочными режимами мобильных машин необходимым этапом является исследование их математических моделей на ЭВМ.

Из-за отсутствия до настоящего времени математического описания дизеля как объекта управления частотой вращения, которое бы позволяло моделировать его работу с учетом расхода топлива (удельного, циклового, часового или за время опыта), нельзя использовать в качестве критерия оценки эффективности применения систем управления, особенно в условиях дефицита горюче-смазочных материалов, такой важный параметр, как расход топлива.

Сложность разработки этой модели в том, что, во-первых, исследование дизеля в системе управления частотой вращения затруднено в результате постоянного изменения цикловой подачи топлива системой автоматического регулирования (САР) частоты вращения, без которой устойчивая работа дизеля невозможна, во-вторых, что наряду с внешней обратной отрицательной связью, охватывающей дизель с помощью САР частоты вращения, имеется большое количество местных, как отрицательных, так и положительных, обратных связей и, в-третьих, исследование осложняется тесной связью, взаимообусловленностью гидродинамических, термодинамических процессов, а также процессов, протекающих в САР частоты вращения, колебаниями масс в их вращательном или поступательном движении.

Представим дизель, охваченный замкнутой САР частоты вращения в виде модели, состоящей из отдельных блоков, отражающих

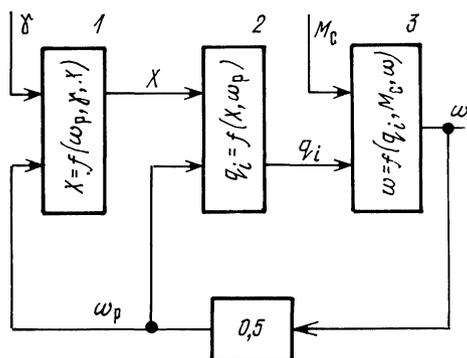


Рис. 1. Блок-схема модели дизеля с САР частоты вращения: 1 — всережимный центробежный регулятор; 2 — топливный насос с трубопроводами высокого давления и форсунками (топливоподающий блок); 3 — дизель.

функционирование регулятора, топливного насоса и двигателя (рис. 1), где M_c , ω , ω_p — момент сопротивления и частоты вращения дизеля и кулачкового вала топливного насоса с регулятором; γ — угол задающего рычага регулятора; X — положение рейки топливного насоса высокого давления; q_i — цикловая подача топлива.

Такая структура модели дизеля обусловлена дальнейшим ее использованием (позволяет моделировать работу дизеля с САР частоты вращения на всех скоростных и нагрузочных режимах его работы с определением при этом момента сопротивления, частоты вращения, положения рейки топливного насоса и расхода топлива), а также тем, что значения этих величин мы можем измерить на реальном двигателе и использовать при оценке достоверности модели.

Данная работа посвящена рассмотрению дизеля Д-240, оборудованного центробежным всережимным регулятором типа УТН-5 с корректором топливоподачи и плунжерным топливным насосом.

Динамическую систему всережимного регулятора частоты вращения, имеющего две степени свободы, представим в виде линейной динамической модели [1]. Приняв в качестве обобщенных

координат перемещения основного Z_1 и промежуточного Z_2 рычагов регулятора, на основе принципа Даламбера запишем

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 \ddot{Z}_1 + k_1 \dot{Z}_1 &= T(\gamma, Z_1) - F_{\text{о.пр}} ; \\ \mu_2 \Delta \ddot{Z} + k_2 \Delta \dot{Z} &= F_{\text{пр.о}} - f(Z_2, \omega_p) ; \\ \Delta Z &= Z_2 - Z_1 , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где μ_1 и μ_2 — приведенные к муфте регулятора частоты вращения массы основного и промежуточного рычагов и деталей кинематически жестко с ними связанных; k_1 и k_2 — коэффициенты гидравлического трения; $T(\gamma, Z_1)$ — сила основной пружины регулятора (восстанавливающая сила), зависящая от угла поворота задающего рычага регулятора γ и координаты Z_1 ; $F_{\text{о.пр}}$, $F_{\text{пр.о}}$ — усилие действия основного рычага на промежуточный и промежуточного на основной; $f(Z_2, \omega_p)$ — центробежная (поддерживающая) сила грузов.

Силы $T(\gamma, Z_1)$; $F_{\text{о.пр}}$; $F_{\text{пр.о}}$; $f(Z_2, \omega_p)$ в формуле (1) являются приведенными к муфте регулятора.

Основной и промежуточный рычаги взаимодействуют посредством корректора, а при больших усилиях $F_{\text{о.пр}}$ и $F_{\text{пр.о}}$ и посредством жесткого упора. Математически эти усилия опишем системой уравнений

$$F_{\text{о.пр}} = \begin{cases} f(Z_2, \omega_p) & \text{при } f(Z_2, \omega_p) \geq F_{\text{к.о}} ; \\ F_{\text{к.о}} - C_{\text{к}} \Delta Z & \text{при } f(Z_2, \omega_p) < F_{\text{к.о}} , \end{cases}$$

где $F_{\text{к.о}}$ — усилие предварительного сжатия пружины корректора и ее жесткость $C_{\text{к}}$; ΔZ — перемещение дополнительного рычага регулятора относительно основного.

Поскольку исследование режима запуска двигателя не входит в нашу задачу, то принимаем $0 \leq \Delta Z < Z_{\text{к}}$, где $Z_{\text{к}}$ — максимальное перемещение дополнительного рычага относительно основного за счет действия корректора.

Основной рычаг регулятора перемещается между двумя ограничителями, поэтому $0 \leq Z_1 < Z_{1\text{м}}$, где $Z_{1\text{м}}$ — перемещение рычага при упоре в ограничительный болт.

При разработке модели топливоподающего блока 2 (рис. 1) можно рассматривать протекающие в нем гидромеханические процессы (заполнение топливом надплунжерного пространства, нарастание в нем давления, движение отсечного клапана, передачу и колебание давления в топливопроводе высокого давления, процесс впрыска форсункой топлива в камеру сгорания). Поскольку в задачу исследования не входит подробное изучение процесса форми-

рования и подачи порции топлива в камеру сгорания, а поставлена задача разработать модель дизеля по расходу топлива, то топливоподающий блок описываем, исходя из его функционального назначения и основных свойств.

Определено, что у топливоподающего блока с плунжерными топливными насосами высокого давления существует явно выраженная зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения кулачкового вала и активного хода плунжера (положения рейки топливного насоса) [2]. Математически описать эту зависимость можно экспериментально-теоретическим путем, определив на безмоторном стенде цикловую подачу топлива при дискретном изменении частоты вращения вала и положении рейки топливного насоса и обработав на ЭЦВМ полученные материалы. При сглаживании результатов эксперимента используем формулу

$$q_i = a_0 + a_1 X + a_2 \omega_p + a_3 X^2 + a_4 \omega_p^2 + a_5 X \omega_p. \quad (2)$$

Поскольку динамические процессы в топливоподающем блоке протекают в течение одного цикла впрыска топлива в камеру сгорания, то его быстродействие на порядок больше быстродействия регулятора, поэтому динамику топливоподающего блока можно не рассматривать.

Условие динамического равновесия на коленчатом валу при работе двигателя будет представляться в виде

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{i_{дв}} - M_{с.о}, \quad (3)$$

где $M_{i_{дв}}$ — индикаторный момент двигателя; $M_{с.о}$ — общий момент сопротивления, преодолеваемый двигателем при работе; J — момент инерции коленвала двигателя и деталей, кинематически жестко с ним связанных.

Отдельные составляющие уравнения (3) можно представить в виде [3]

$$\left. \begin{aligned} M_{i_{дв}} &= k_m q_i \eta_i ; \\ M_{с.о} &= M_c + M_{вн} . \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где k_m — постоянный для данного типа двигателей и сорта топлива коэффициент; q_i — цикловая подача топлива; M_c — приведенный к валу дизеля момент сопротивления движению машинно-тракторного агрегата; $M_{вн}$ — крутящий момент, характеризующий внутренние потери дизеля; η_i — индикаторный КПД дизеля.

Тогда условие динамического равновесия представится как

$$J \frac{d\omega}{dt} = k_m q_i \eta_i - M_c - M_{вн}. \quad (5)$$

Поскольку в выражении (5) зависимости η_i и $M_{вн}$ для нашего двигателя неизвестны и непосредственным измерением невозможно получить их значения, необходимо рассмотреть методику их определения.

Можно считать [3], что индикаторный КПД дизеля является непрерывной и монотонной функцией переменных ω и q_i , которую будем искать в виде

$$\eta_i = b_0 + b_1 \omega + b_2 q_i + b_3 \omega^2 + b_4 q_i^2 + b_5 \omega q_i. \quad (6)$$

Момент $M_{вн}$ зависит от значительного количества факторов, основными из которых являются частота вращения и нагрузка двигателя [3].

Аналогично выражению (6) составляем зависимость

$$M_{вн} = c_0 + c_1 M_{1дв} + c_2 \omega + c_3 (M_{1дв})^2 + c_4 \omega^2 + c_5 M_{1дв} \omega, \quad (7)$$

считая, что момент $M_{вн}$ зависит от индикаторного момента и частоты вращения.

В выражениях (2), (6) и (7) $a_0, a_1, \dots, a_5; b_0, \dots, b_5; c_0, \dots, c_5$ — определяемые коэффициенты сглаживающих выражений.

Поскольку в выражениях (6) и (7) η_i и $M_{вн}$ не зависят от углового ускорения коленвала двигателя, то их определять целесообразнее при $d\omega/dt = 0$, для чего выражение (5) преобразуем к виду

$$\begin{aligned} M_c = k_M q_i \eta_i - M_{вн} = k_M q_i (b_0 + b_1 q_i + b_2 \omega + b_3 q_i^2 + b_4 \omega^2 + \\ + b_5 q_i \omega) - [c_0 + c_1 k_M q_i (b_0 + b_1 q_i + b_2 \omega + b_3 q_i^2 + b_4 \omega^2 + \\ + b_5 q_i \omega) + c_2 \omega + c_3 k_M^2 q_i^2 (b_0 + b_1 q_i + b_2 \omega + b_3 q_i^2 + \\ + b_4 \omega^2 + b_5 q_i \omega)^2 + c_4 \omega^2 + c_5 k_M q_i \omega (b_0 + b_1 q_i + b_2 \omega + b_3 q_i^2 + \\ + b_4 \omega^2 + b_5 q_i \omega)], \end{aligned} \quad (8)$$

которое получено путем подстановки значений η_i и $M_{вн}$ из выражений (6) и (7) в (5).

При вычислении значений $b_0, b_1, \dots, b_5; c_0, c_1, \dots, c_5$ исследуем двигатель на тормозном стенде с регистрацией q_i, ω, M_c после изменения q_i и ω с шагом $\Delta q_i, \Delta \omega$, а затем обрабатываем результаты экспериментов на ЭЦВМ.

Определение значений коэффициентов сглаживающих выражений (2) и (8) производим минимизацией дисперсии [4]:

$$D = \sum_{i=1}^n (\Theta_{q_i; M} - \Phi_{q_i; M})^2,$$

где $\Theta_{q_i; M}$ — экспериментальные значения цикловой подачи или мо-

мента сопротивления двигателя при обработке соответственно выражения (2) или (8); $\Phi_{q_i}; M_c$ — расчетные значения q_i или M_c при конкретных значениях коэффициентов и независимых переменных.

Полученные выражения уточненного описания всережимного регулятора топливного насоса, методические описания топливоподающего блока и дизеля, а также предложенный путь экспериментально-теоретического определения значений коэффициентов, позволяют разработать математическую модель дизеля с САР частоты вращения, воспроизводящую расход топлива

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., Т а р а с и к В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М.: Машиностроение, 1979. — 280 с.
2. Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей/В.Г. Кислов, Э.И. Кошман, В.Я. Попов, и др. — М.: Машиностроение, 1971. — 302 с.
3. Л е н и н И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Машиностроение, 1969. — 368 с.
4. Л ь в о в с к и й Е.М. Статистические методы построения эмпирических формул. — М.: Высш. шк., 1982. — 224 с.

УДК 621.436

Г.М. КУХАРЕНОК, канд.техн.наук,
Д.М. ПИНСКИЙ (БПИ),
В.А. ПРЕСМАН (ММЗ)

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЯТИСОПЛОВЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЕЙ ММЗ

Экономичность рабочего цикла дизеля определяется эффективностью протекания процессов смесеобразования, самовоспламенения и сгорания. Значительную роль при этом играют распределение топлива в объеме воздуха и на стенке камеры сгорания.

Одним из путей улучшения показателей рабочего цикла дизелей Минского моторного завода является замена четырехсopловых распылителей форсунок ФД-22 пятисопловыми [1].

В статье приводятся результаты исследований по выбору параметров пятисопловых распылителей для дизелей ММЗ. Исследования выполнялись на одноцилиндровой установке БПИ и полноразмерных дизелях в ОГК ММЗ. Снимались регулировочные характеристики по углу опережения впрыска топлива, нагрузочные, скоростные и регуляторные характеристики. В процессе испытаний на одноцилиндровой установке с наддувом на каждом скоростном режиме давление и температура наддувочного воздуха при изменении нагрузки поддерживались постоянными и равными таким же параметрам для соответствующих скоростных режимов двигателя Д-240Т.