

ния дают неполное представление о влиянии отдельных источников на суммарный корректированный уровень внешнего шума трактора. Как следует из результатов аналитического анализа, основными источниками формирования внешнего шума трактора являются дизель и вентилятор системы охлаждения. С целью определения влияния на суммарный корректированный уровень внешнего шума трансмиссии и систем выпуска отработавших газов и впуска воздуха были проведены измерения внешнего шума трактора по методике ГОСТ 12.2.002-81 при различных вариантах капотирования дизеля и вентилятора системы охлаждения, а также установке глушителя, соответствующего требованиям ОСТ. Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

Приведенные данные свидетельствуют, что постепенное увеличение степени звукоизоляции дизеля и вентилятора системы охлаждения позволило снизить внешний шум трактора на 5,5 дБА. Это подтверждает, что основными источниками внешнего шума трактора являются дизель и вентилятор системы охлаждения. При существующем уровне внешнего шума трансмиссия, системы впуска воздуха и выпуска отработавших газов не оказывают существенного влияния на внешний шум трактора.

Таким образом, теоретическим анализом и результатами эксперимента установлено, что дизель и вентилятор системы охлаждения являются основными источниками внешнего шума тракторов МТЗ-80/82. При решении задачи дальнейшего снижения уровня внешнего шума трансмиссию следует также отнести к числу основных источников шума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р а з у м о в с к и й М.А. Борьба с шумом на тракторах. – Минск: Наука и техника, 1973. – 208 с. 2. ОСТ 23.1.446-82. 3. ОСТ 23.1.48-80.

УДК 629.114.2

Т.В. ПУЗАНОВА (ММИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВСЕРЕЖИМНОГО РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ БелАЗ-7519

На автомобиле-самосвале БелАЗ-7519 используется дизельный двигатель 8ДМ-21А с всережимным регулятором непрямого действия ВРН-30, обеспечивающим регулирование частоты вращения коленчатого вала. При исследовании переходных процессов на неустановившихся режимах движения автомобиля возникла необходимость учета динамики процессов регулирования режимов работы дизельного двигателя. В этой связи была разработана математическая модель всережимного регулятора, представленная в данной статье. Эта модель рассматривается как подсистема в сложной динамической системе тягово-транспортной машины.

При разработке динамической модели регулятора в нем были выделены механическая и гидравлическая части (рис. 1). Основными элементами гидравлической части являются гидромотор 8, гидроаккумулятор 9, насос 10,

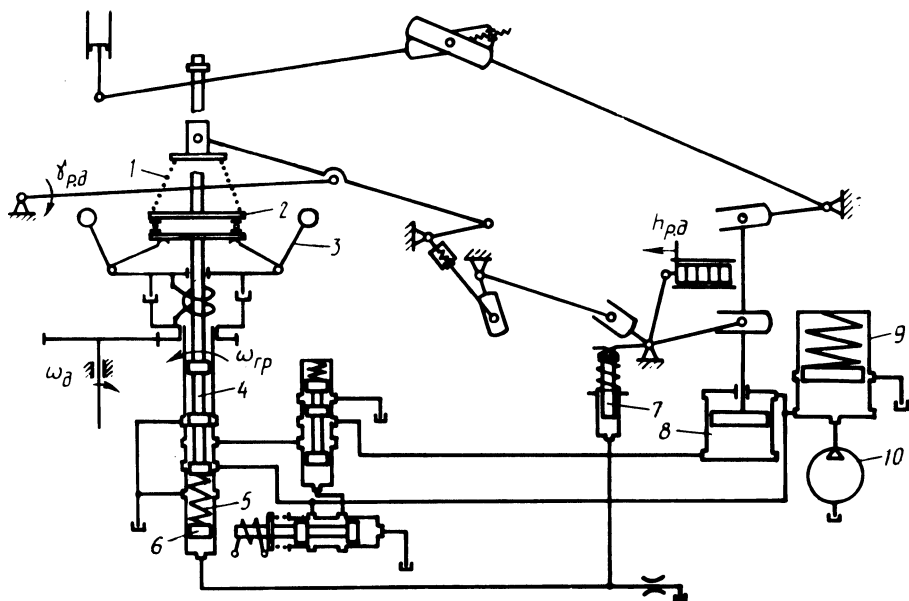


Рис. 1. Схема всережимного регулятора непрямого действия VRH-30 дизеля автомобиля БелАЗ-7519

золотник регулятора 4 и изодромная обратная связь в виде поршня изодрома 7 и его золотника 6. В механическую часть входят грузы регулятора 3, муфта 2, золотник 4, пружина регулятора 1, пружина изодромной обратной связи 5, а также система рычагов, осуществляющих жесткую обратную связь. Пространственная система рычагов представлена на рисунке эквивалентной плоской схемой. При частоте вращения коленчатого вала двигателя ω_d и угле поворота рычага $\gamma_{p.d}$ водителем получаем перемещение рейки топливного насоса $h_{p.d}$.

В гидравлической части выделены две подсистемы: гидромотор—гидроаккумулятор—насос и изодромная обратная связь. Их динамические модели приведены на рис. 2. Построение математической модели этих подсистем производилось при следующих допущениях: рассматривалась система с сосредоточенными параметрами; волновые процессы в гидромагистралях вследствие малой длины последних не влияют на переходные процессы; вязкость, плотность и температура рабочей жидкости не изменяются в течение переходного процесса [1, 2].

При составлении уравнений, описывающих движение жидкости на каждом участке гидравлической цепи, учитывались инерционные потери давления, потери по длине гидравлической магистрали и местные. В математическую модель, описывающую динамику гидравлической части регулятора, входят следующие типы уравнений: компонентные, описывающие движение рабочей жидкости на участках гидромагистралей и перемещение взаимодействующих с ней механических элементов (поршней, золотников); топологические, описываю-

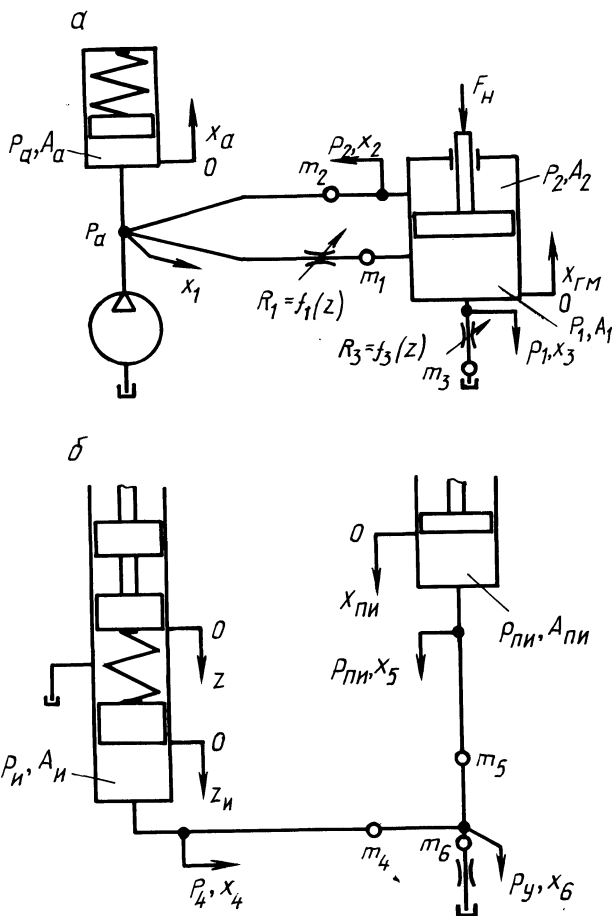


Рис. 2. Динамические модели:

а – подсистемы гидромотор–гидроаккумулятор–насос; б – изодромной обратной связи

щие топологию гидравлической части регулятора на основе баланса мгновенных массовых расходов рабочей жидкости и позволяющие объединить компонентные уравнения в полную математическую модель.

Для описания движения рабочей жидкости использовались уравнения вида

$$K_{i1} \ddot{x}_i + K_{i2} \dot{x}_i + K_{i3} \dot{x}_i^2 \text{sign} \dot{x}_i = p_{\text{вх}i} - p_{\text{вых}i}, \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где K_{i1} , K_{i2} , K_{i3} – коэффициенты, характеризующие конструктивные особенности магистрали и свойства рабочей жидкости, значения которых определяются по известным формулам [1, с. 142]; \dot{x}_i , \ddot{x}_i – соответственно скорость и ускорение жидкости в i -й гидравлической магистрали; $p_{\text{вх}i}$, $p_{\text{вых}i}$ – давление соответственно на входе и выходе i -й гидравлической магистрали; n – число выделенных гидравлических магистралей с сосредоточенными параметрами.

Дифференциальные уравнения движения поршня гидромотора и золотника изодрома имеют вид:

$$m_{\text{гм.пр}} \ddot{x}_{\text{гм}} = \sum_j p_j A_j - F_{\text{н}} \text{sign} \dot{x}_{\text{гм}} ; \quad (2)$$

$$m_{\text{и}} \ddot{z}_{\text{и}} = c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - p_{\text{и}} A_{\text{и}} , \quad (3)$$

где $\dot{x}_{\text{гм}}$, $\dot{z}_{\text{и}}$ — перемещение поршня соответственно гидромотора и золотника изодрома; $m_{\text{гм.пр}}$ — приведенная масса поршня гидромотора; p_j , A_j — давление жидкости, действующее на одну из сторон поршня гидромотора, и соответствующая его площадь; $F_{\text{н}}$ — сила, приложенная к поршню гидромотора; $m_{\text{и}}$ — масса золотника изодрома; $p_{\text{и}}$, $A_{\text{и}}$ — давление в полости золотника и его площадь; z — перемещение золотника измерителя скорости.

Составлены следующие топологические уравнения для связи рассмотренных компонентов в единую подсистему:

$$Q_{\text{н}} - (A_1 - A_2) \dot{x}_{\text{гм}} - A_{\text{а}} \dot{x}_{\text{а}} = 0 ; \quad (4)$$

$$A_{\text{п.и}} \dot{x}_{\text{п.и}} + A_{\text{и}} \dot{z}_{\text{и}} - A_{\text{к6}} \dot{x}_{\text{к6}} = 0 , \quad (5)$$

где $\dot{x}_{\text{а}}$, $\dot{x}_{\text{п.и}}$ — скорость соответственно поршня гидроаккумулятора и изодрома; $Q_{\text{н}}$ — подача насоса; $A_{\text{п.и}}$, $A_{\text{а}}$ — площадь соответственно поршня изодрома и гидроаккумулятора; $\dot{x}_{\text{к6}}$, $A_{\text{к6}}$ — соответственно скорость течения рабочей жидкости и площадь сечения гидравлической магистрали.

При составлении математической модели подсистемы механической части регулятора грузы—муфта—золотник—пружина регулятора—пружина изодромной обратной связи использован принцип Д'Аламбера. Геометрия эквивалентной плоской схемы рычагов жесткой обратной связи описана системой алгебраических уравнений.

На основании изложенного после некоторых преобразований уравнений (1) ... (5) была получена следующая математическая модель регулятора:

$$\dot{\omega}_{\text{гр}} = \frac{1}{I_{\text{гр}}} [M_{\text{y}} + r_{\text{y}} (\omega_{\text{д}}/i_{\text{р}} - \omega_{\text{гр}})] ;$$

$$\dot{M}_{\text{y}} = c_{\text{y}} (\omega_{\text{д}}/i_{\text{р}} - \omega_{\text{гр}}) ;$$

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{\text{z}}} [F_0 + \frac{\partial F_{\text{пр}}}{\partial \Delta_{\text{пр}}} (x_{\text{нп}} - z) - K(z) \omega_{\text{гр}}^2 - c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - r_{\text{z}} \dot{z}] ;$$

$$\ddot{z}_{\text{и}} = \frac{1}{m_{\text{и.пр}}} [c_{\text{и}} (z - z_{\text{и}}) - A_{\text{и}} (\Delta p_4 + \Delta p_6)] ;$$

при $z \geq 0$

$$\ddot{x}_{\text{гм}} = \frac{1}{m_{\text{гм.пр}}} [(A_1 - A_2) p_{\text{а}} - A_1 \Delta p_1 - A_2 \Delta p_2 - F_{\text{н}}] ;$$

$$\dot{x}_a = \frac{1}{A_a} [Q_n - (A_1 - A_2)\dot{x}_{\text{ГМ}}];$$

при $z \leq 0$

$$\ddot{x}_{\text{ГМ}} = \frac{1}{m'_{\text{ГМ.пр}}} [A_2(p_a + \Delta p_2) + A_1 \Delta p_3 + F_n];$$

$$\dot{x}_a = \frac{1}{A_a} (Q_n + A_2 \dot{x}_{\text{ГМ}}),$$

где $\omega_{\text{гр}}$, $I_{\text{гр}}$ — соответственно скорость вращения и момент инерции грузов относительно оси вращения; r_y , c_y , M_y — соответственно коэффициент вязкого трения, угловая жесткость и упругий момент элемента привода грузов измерителя скорости; i_p — передаточное число привода регулятора скорости; m_z — масса золотника измерителя скорости, муфты, подшипника, опоры пружины, регулятора; $\Delta_{\text{пр}}$, $F_{\text{пр}}$ — соответственно деформация и усилие пружины измерителя скорости; F_0 — усилие пружины при $z = 0$; $K(z)$ — коэффициент поддерживающей силы, значение которого определяется координатой золотника измерителя; r_z — коэффициент вязкого трения; $c_{\text{и}}$, $m_{\text{и.пр}}$ — соответственно жесткость пружины изодрома и приведенная масса изодрома с учетом рабочей жидкости; $m'_{\text{ГМ.пр}}$, $m''_{\text{ГМ.пр}}$ — приведенная масса гидромотора с учетом присоединенных деталей и рабочей жидкости при работе регулятора соответственно на увеличение и уменьшение подачи топлива; p_a — давление в полости гидроаккумулятора; Δp_i — потери давления в i -й магистрали.

Переменная структура системы дифференциальных уравнений регулятора объясняется работой его на увеличение подачи топлива ($z \geq 0$) или на уменьшение ($z < 0$).

Полученная математическая модель всережимного регулятора использовалась при моделировании и исследованиях переходных процессов на неустановившихся режимах движения автомобилей-автосамосвалов БелАЗ-7519. Она позволила более детально представить модель двигателя и рассмотреть работу всей динамической системы автомобиля в сложных условиях движения при изменении водителем управляющего воздействия. Исследования показали, что при движении с постоянным углом задающего рычага $\gamma_{\text{р.д}}$ (или педали акселератора) параметры регулятора оказывают малое влияние на фазовые координаты системы и различные оценочные критерии процессов ее функционирования. Однако при изменении управляющего воздействия (режимы разгона, торможения и т. д.) параметры и характеристики регулятора начинают оказывать на них заметное влияние. На этих режимах необходимо использовать предложенную модель всережимного регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М.: Машиностроение, 1980. — 231. 2. Мрочек В.И., Тарасик В.П. Математическая модель системы стабилизации скорости трактора класса 14кН// Автотракторостроение. — 1984. — Вып. 19. — С. 132–138.