

Рис. 1. Зависимость крутящего момента на входном валу редуктора мотор-колеса самосвала БелАЗ-75191 от тока в цепи якоря:

• — \bar{M}_{icp} ; x — \bar{I}_{jcp}

$= f(I_{я})$ для карьерных самосвалов БелАЗ выполнена сотрудником БПИ Л.Е. Таубесом.

Получены следующие выражения, описывающие зависимость $M = f(I_{я})$: для самосвала БелАЗ-75191 (тяговый режим)

$$M_{кр} = 71,9 + 2I_{я} + 0,006I_{я}^2;$$

для самосвала БелАЗ-75211 (тяговый режим)

$$M_{кр} = 791,3 - 4,5I_{я} + 0,017I_{я}^2;$$

для самосвала БелАЗ-75211: (электродинамическое торможение)

$$M_{кр} = -239,2 + 1,4I_{я} - 0,0067I_{я}^2;$$

для самосвала БелАЗ-75211 (тяговый режим и электродинамическое торможение)

$$M_{кр} = -85,9 + 3,2I_{я} - 0,00032I_{я}^2 + 0,1 \cdot 10^{-4} I_{я}^3 + \\ + 0,361 \cdot 10^{-8} I_{я}^4 - 0,242 \cdot 10^{-11} I_{я}^5.$$

Полученные выражения позволяют по реализациям или статистическим параметрам тока в цепи якоря электродвигателя определять нагрузочный режим редукторов мотор-колес карьерных самосвалов БелАЗ.

УДК 621.83:532.5

А.В. КАРПОВ, В.А. БАРМИН,
А.А. ЦЕРЕНЯ

АЛГОРИТМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Одним из требований, предъявляемых к системам автоматического управления трансмиссией автомобиля, является полное исключение влияния процесса переключения передач на режим его движения, выбираемый водителем в соответствии с дорожной ситуацией. Любое изменение параметров режима движения автомобиля (скорости и ускорения), вызванное работой системы автоматического управления его трансмиссией, воспринимается водителем как помеха, для ликвидации которой он воздействует на органы управления. Выпол-

нение указанного требования возможно, если переключение передач при разгоне автомобиля и его замедление (под действием сил сопротивления) происходят при одинаковых ускорениях автомобиля на смежных передачах до и после их переключения, а в случае равномерного движения — при равенстве окружных сил ведущих колес. Кроме того, эти условия переключения передач должны соблюдаться при неизменном положении органа топливоподачи.

Современными двухкоординатными системами автоматического управления трансмиссией [1], где основными координатами являются скорость автомобиля v_a и положение органа топливоподачи α , вне зависимости от режима движения, обеспечивается возможность переключения на высшие передачи ($H \rightarrow B$) по равенству тяговых усилий (рис. 1, линия AB), а на низшие — соответственно с уменьшением скорости автомобиля на Δv_a (линия $A'B'$). Значение Δv_a должно быть больше или равно потере скорости движения за время прямого переключения Δv_{Π} , т. е.

$$\Delta v_a \geq \Delta v_{\Pi} \quad (1)$$

В условии (1), выполнение которого необходимо для предотвращения явления "зацикливания", значение Δv_{Π} постоянно и рассчитывается при условии равенства сил сопротивления движения автомобиля окружной силе на ведущих колесах на высшей передаче.

Представленный на рис. 1 закон переключения передач автомобиля позволяет автоматизировать управление трансмиссией с помощью сравнительно простых устройств. Однако ему присущи недостатки, ухудшающие эксплуатационно-технические качества автомобиля:

не учитывается динамика движения машины, что при ее разгоне или замедлении ведет к задержке момента переключения передач и снижению средней скорости движения. Теоретически доказано, что в подобных условиях переключение передач должно происходить при равенстве ускорений автомобиля на смежных передачах [2];

возникает необходимость неоправданно частого переключения на низшую передачу при переходе от частичных характеристик двигателя на внешнюю, которое происходит всегда, если $v_{\max}^H - v_a \geq \Delta v_a$ (см. рис. 1); невозможно переключение передачи "вниз", минуя смежную, что целесообразно при резком возрастании сил сопротивления движению.

Отмеченные недостатки могут быть устранены, если следовать принципу:

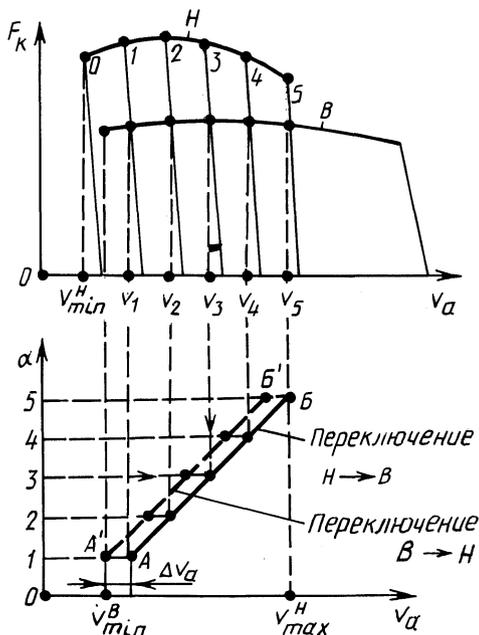


Рис. 1. Закон переключения двух смежных передач

любое переключение целесообразно лишь в том случае, если ускорения автомобиля на выключаемой и вновь включаемой передачах равны. Действительное ускорение при движении автомобиля на включенной передаче определяется непосредственным измерением или обработкой сигнала датчика скорости движения. Ускорение движения автомобиля на включаемой передаче может быть найдено расчетным путем. Для этого составляются уравнения тягового баланса автомобиля на смежных передачах при постоянных силах сопротивления движению автомобиля во время переключения передач:

$$\left. \begin{aligned} F_{\kappa}^i &= \delta^i m_a a_a^i + F_{\psi} + F_{\text{в}} ; \\ F_{\kappa}^{\text{в(н)}} &= \delta^{\text{в(н)}} m_a a_a^{\text{в(н)}} + F_{\psi} + F_{\text{в}} , \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где F_{κ}^i , $F_{\kappa}^{\text{в(н)}}$ — окружная сила колес соответственно на включенной и выключаемой высшей (низшей) передаче; δ^i , $\delta^{\text{в(н)}}$ — коэффициенты учета вращающихся масс соответственно на включенной и выключаемой передаче; m_a — масса автомобиля; a_a^i , $a_a^{\text{в(н)}}$ — ускорение автомобиля соответственно действительное и расчетное на высшей (низшей) передаче; F_{ψ} — сила суммарного сопротивления дороги; $F_{\text{в}}$ — сила сопротивления воздуха.

Преобразование системы уравнений (2) позволяет исключить силы сопротивления $F_{\psi} + F_{\text{в}}$, а после решения второго уравнения относительно ускорения движения на включаемой передаче получаем

$$a_a^{\text{в(н)}} = \frac{1}{\delta^{\text{в(н)}} m_a} (F_{\kappa}^{\text{в(н)}} - F_{\kappa}^i) + \frac{\delta^i}{\delta^{\text{в(н)}}} a_a^i . \quad (3)$$

Найденное выражение позволяет рассчитать предполагаемое ускорение движения на включаемой передаче (высшей или низшей по сравнению с включенной) по известным параметрам (δ^i , $\delta^{\text{в(н)}}$, m_a) и тяговой характеристике автомобиля $F_{\kappa}^i(v_a)$, $F_{\kappa}^{\text{в(н)}}(v_a)$.

Приравняв правую часть выражения (3) действительному текущему значению ускорения a_a^i , получим условие переключения передач

$$a_a^i = \frac{F_{\kappa}^i - F_{\kappa}^{\text{в(н)}}}{m_a (\delta^{\text{в(н)}} - \delta^i)} . \quad (4)$$

Направление переключения передач при этом определяется по знаку ускорения: если $a_a^i > 0$, переключение $i \rightarrow \text{В}$; если $a_a^i < 0$, переключение $i \rightarrow \text{Н}$. При $a_a^i = 0$ условие (4) преобразуется в условие равенства окружных сил на колесах при включенной и выключаемой передачах, т. е. $F_{\kappa}^i = F_{\kappa}^{\text{в(н)}}$. Показанный на рис. 1 двухкоординатный закон переключения передач является частным случаем предлагаемого способа переключения их.

Для реализации интенсивного режима разгона автомобиля ($a = a_{\text{max}}$) с переходом на низшую передачу необходимо соблюдение условия: если разгон осуществляется по внешней характеристике двигателя, время разгона на включенной передаче до скорости, равной максимальной на низшей передаче

(v_{\max}^H), должно быть больше времени разгона на низшей передаче до этой же скорости с учетом времени на переключение (сначала вниз, а затем обратно вверх). Это условие можно записать так: если $a = a_{\max}$ и $T_1 \geq T_2$, переключение $i \rightarrow H$, где T_1, T_2 — время разгона автомобиля соответственно на включенной передаче и с переключением вниз:

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \int_{v^i}^{v_{\max}^H} \frac{1}{a_a^i} dv_a; \\ T_2 &= \int_{v^i}^{v_{\max}^H} \frac{1}{a_a^H} dv_a + \Sigma t_{\Pi}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где Σt_{Π} — время переключения передачи вниз и обратно; i — номер передачи.

Переключение передачи вниз, минуя смежную, целесообразно использовать в тех случаях, когда из-за большого сопротивления движению скорость автомобиля за время переключения на смежную низшую передачу снижается на

$$v_a^i - a_a t_{\Pi} < v_{\min}^H, \quad (6)$$

где v_{\min}^H — минимальная скорость движения на низшей смежной передаче (см. рис. 1); v_a^i — текущая скорость автомобиля; a_a — замедление автомобиля при переключении передач (определяется по выражению (3)); t_{Π} — время переключения передач.

Минимальная угловая скорость двигателя после переключения определена из условия (6):

$$\omega_{\text{дmin}} > \omega_{\text{д}}^i \frac{u_{\text{тр}}^H}{u_{\text{тр}}^i} - a_a \frac{u_{\text{тр}}^H}{r_{\text{к}}}, \quad (7)$$

где $u_{\text{тр}}^H, u_{\text{тр}}^i$ — передаточное число трансмиссии соответственно на низшей и текущей передачах; $r_{\text{к}}$ — радиус качения колеса.

На рис. 2 приведена схема реализации описанного алгоритма на управляющей микроЭВМ. От датчиков состояния системы (блок 1) в нее вводятся значения ускорения a_i , положения педали подачи топлива a , угловой скорости вала двигателя $\omega_{\text{д}}$. Затем анализируется знак ускорения (блок 2). Если оно отрицательно, осуществляется переход на блок 11, где происходит переключение передачи на низшую. Если $a < a_{\max}$, осуществляется переход на блок 6 — анализируются возможности переключения на смежную высшую передачу. Если текущая передача не является самой высшей, по формуле (3) рассчитывается ускорение на смежной высшей передаче, а затем проверяется условие равенства ускорений (блок 8). Если ускорения на смежных передачах равны, подается команда переключения на высшую передачу, в противном случае происходит возврат в начало цикла. Если $a = a_{\max}$, рассматривается возможность переключения на низшую передачу для интенсивного разгона автомобиля с максимальным ускорением (блоки 4, 5). По формулам (5) рассчитываются значения T_1 и T_2 и, если $T_1 \geq T_2$ и при этом автомобиль движется не на самой

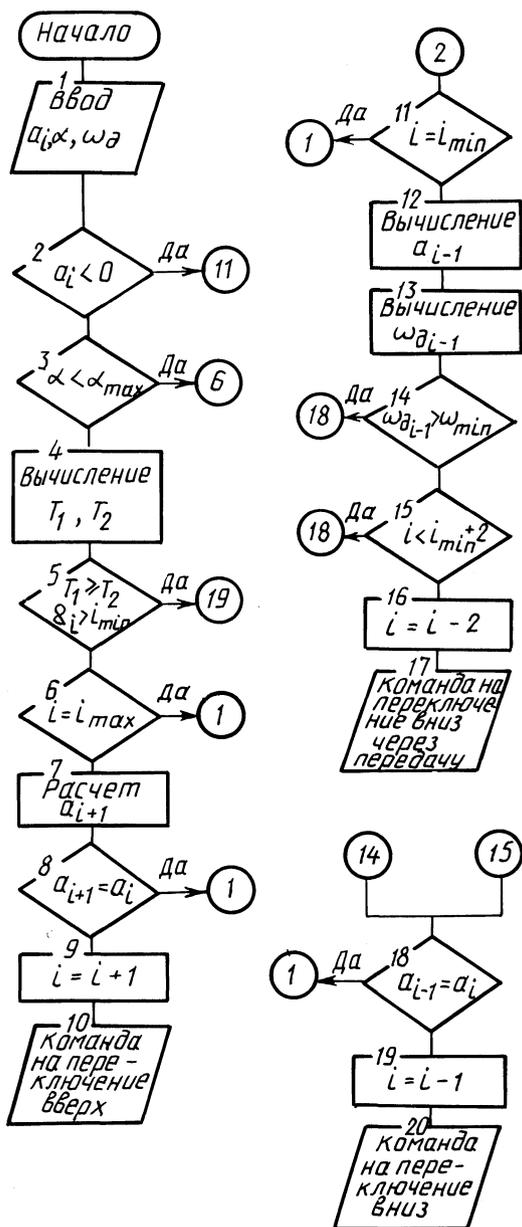


Рис. 2. Схема алгоритма переключения передач для микроЭВМ

низшей передаче, осуществляется переключение на смежную низшую передачу (блок 19).

При замедлении автомобиля, если движение идет не на самой низшей пере-

даче, по формуле (3) вычисляется значение a_a на смежной низшей передаче (блок 12). Затем прогнозируется угловая скорость вращения вала двигателя ω_d^{i-1} после переключения. Если эта скорость ниже минимально допустимой и при этом включена передача, номер которой больше или равен $i_{\min} + 2$, подается команда на переключение вниз через передачу. В противном случае выполняется переход на блок 18, где сравниваются с заданной точностью ускорения автомобиля на текущей и смежной низшей передачах. При их равенстве подается команда на переключение вниз на одну ступень.

Предложенный алгоритм может быть рекомендован для использования в автоматизированных системах переключения передач (САПП) с применением микропроцессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вавуло В.А., Карпов А.В., Красневский Л.Г. Система управления гидромеханических передач. – Минск, 1984. – 49 с. 2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. – Минск, 1986. – 207 с.

УДК 629.13

В.В. КАПУСТИН

ОБ УРАВНЕНИИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСА КАК ОБЪЕКТА МНОГОСВЯЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ

При разработке автоматических систем управления движением автомобиля важным является решение задачи получения обобщенного математического описания колеса, которое позволило бы исследовать систему управления и ее выходные параметры при различных режимах работы, сочетаниях регулирующих и возмущающих воздействий.

Рассмотрим движение колеса автомобиля по недеформируемой поверхности, которое исследуется в трех основных режимах: ведущем, тормозном и при свободном качении [1, 2].

Оценим функции колеса как объекта многосвязного управления. Регулируемыми параметрами его являются: угловая скорость колеса ω_k , путь s_x и скорость v_x оси вращения колеса при плоскопараллельном движении.

Составим уравнение вращения колеса вокруг оси для рассмотренных режимов, используя теорему изменения кинетического момента

$$(I_k + I_{\text{пр}}) \dot{\omega}_k = M_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где I_k – момент инерции колеса относительно оси; $I_{\text{пр}}$ – приведенный к колесу момент инерции вращающихся элементов трансмиссии и двигателя; $M_{\text{вн}}$ – главный момент внешних сил, приложенных к колесу.

Главный момент внешних сил $M_{\text{вн}}$, приложенный к колесу относительно его оси вращения, при условии регулирующего воздействия крутящего M_k и тормозного T_T моментов