



Министерство народного образования Белорусской ССР

Белорусский ордена Трудового Красного  
Знамени политехнический институт

# КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ  
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Основан в 1986 году

ВЫПУСК 3

Минск  
"Вышэйшая школа"  
1988

К65

Редакционная коллегия:

Н.Ф. Метлюк (гл. редактор), А.Ф. Андреев (отв. секретарь), В.С. Апанасенко, С.М. Белов, М.П. Бренч, Г.Ф. Бутусов, А.Г. Выгонный, А.И. Гришкевич, В.В. Гуськов, Б.Е. Железко, Г.И. Иванов, Н.М. Капустин А.Х, Лефаров, С.Г. Луговцева, А.М. Расолько, А.С.Савич (отв. секретарь), В.П.Тарасик, С.И.Терешко, С.В. Шумик (зам. гл. редактора)

Ответственные за выпуск С.Г. Луговцева, А.С. Савич

Рассматриваются новые вопросы теории, проектирования и исследования автомобилей, тракторов и их двигателей. Излагаются методы определения параметров нагрузочного режима для расчета деталей трансмиссий на прочность, тяговые и тормозные качества, плавность хода колесных машин, эксплуатационные качества их двигателей, а также задачи совершенствования организации и технологии технического обслуживания и ремонта автомобиля.

Предназначен инженерно-техническим работникам заводов, автотранспортных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателям и аспирантам вузов.

3603030000 - 085  
К ----- 150-88  
М 304(03) - 88

© Издательство  
"Высшая школа", 1988

# КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

УДК 629.113-597.5

В.П. АВТУШКО, М.М. ЗАБОЛОЦКИЙ

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ДАВЛЕНИЯ

Создание пневмогидравлического тормозного привода с переменным передаточным отношением требует проведения комплекса работ по моделированию переходных процессов в нем, исследованию влияния основных конструктивных параметров контура на качество его работы. С этой целью была разработана динамическая схема пневмогидравлического привода с переменным передаточным отношением (рис. 1) с учетом сосредоточенных параметров (массы жидкости  $m_i$ , податливости  $\psi_i$ , гидравлического сопротивления  $R_i$ ). На динамической схеме показаны:  $Y_i$  — узлы цепи;  $y, z, x, z_1$  — координаты положения соответственно поршней главного и исполнительного цилиндров, преобразователя давления и перемещения жидкости в магистрали;

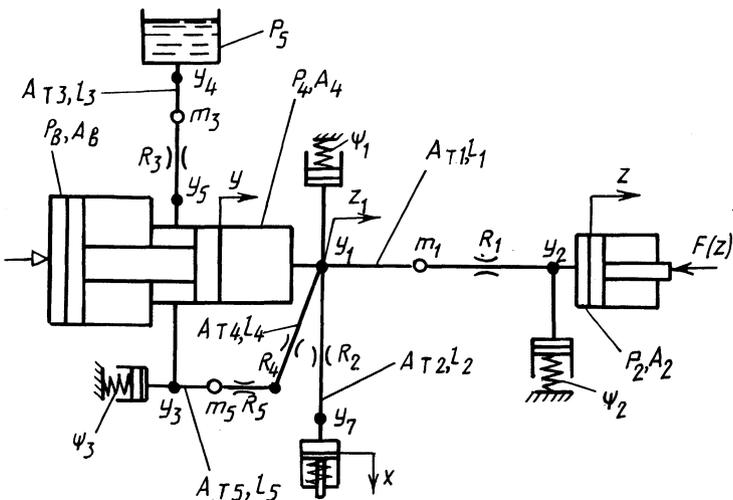


Рис. 1. Динамическая схема пневмогидроцилиндра с переменным передаточным отношением

$p_B, p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  — давление воздуха в пневматической полости и давление жидкости соответственно в рабочих полостях главного и исполнительного цилиндров, под поршнем преобразователя давления, в штоковой полости пневмогидравлического цилиндра, в резервуаре;  $A_B, A_1, A_2, A_3, A_4$  — площадь поршня соответственно пневматической полости, рабочих полостей главного и исполнительного цилиндров, преобразователя давления, штоковой полости;  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  — податливость цепи, приведенная соответственно к узлам  $Y_1, Y_2, Y_3$ ;  $A_{Ti}, l_i$  — площадь проходных сечений трубопроводов соответствующих участков и их длина;  $F(z)$  — характеристика тормозного механизма.

Для составления уравнений движения используются законы узлов и контуров [1], а также учитываются нелинейные характеристики тормозного механизма и преобразователя давления. Динамика рассматриваемого пневмогидравлического привода описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 & a_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + a_2 \frac{dz_1}{dt} + (a_3 + a_4) \left( \frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + p_2 = p_1; \\
 & \frac{dz}{dt} = \frac{dz_1}{dt} - (a_9 + z) \psi_2 \frac{dp_2}{dt}; \\
 & \frac{dy}{dt} = \begin{cases} a_5 \frac{dz_1}{dt} + a_6 \frac{dx}{dt} + (a_7 - y) \psi_1 \frac{dp_1}{dt} & \text{при } 0 \leq p_3 \leq p_3''; \\ a_5 \frac{dz_1}{dt} + a_8 \frac{dy_3}{dt} + (a_7 - y) \psi_1 \frac{dp_1}{dt} & \text{при } p_3 > p_3''; \end{cases} \\
 & a_{10} \frac{d^2 x}{dt^2} + a_{11} \frac{dx}{dt} + (a_{12} + a_{13}) \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt} + p_3 = p_1 \\
 & \qquad \qquad \qquad \text{при } p_3' \leq p_3 \leq p_3''; \\
 & a_{14} \frac{d^2 y_3}{dt^2} + a_{15} \frac{dy_3}{dt} + (a_{16} + a_{17} + a_{18}) \left( \frac{dy_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dy_3}{dt} + p_4 = p_1 \\
 & \qquad \qquad \qquad \text{при } p_3 > p_3''; \\
 & a_{19} \frac{d^2 y_2}{dt^2} + a_{20} \frac{dy_2}{dt} + (a_{21} + a_{22}) \left( \frac{dy_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dy_2}{dt} + p_4 = p_5 \\
 & \qquad \qquad \qquad \text{при } p_4 \leq p_5; \\
 & \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \qquad \text{при } p_3 < p_3'; \\
 & \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = 0 \qquad \text{при } p_3 > p_3''; \\
 & \frac{d^2 y_3}{dt^2} = \frac{dy_3}{dt} = 0 \qquad \text{при } p_3 \leq p_3'';
 \end{aligned}$$

$$\frac{d^2 y_2}{dt^2} = \frac{dy_2}{dt} = 0 \quad \text{при } p_4 \leq p_5;$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{при } p_4 \leq p_{4\min}; \\ \left[ \frac{dy_1}{dt} - (1-b) \frac{p_5}{p_4} \frac{dy}{dt} \right] \frac{p_4^2}{b(y+y_{\min})p_5} & \text{при } p_{4\min} \leq p_4 \leq p_5; \\ \frac{\frac{dy_1}{dt} - a_8 \frac{dy_3}{dt} - a_5 \frac{dz_1}{dt} - (a_7 - y)(1-\beta)a_{24} k \psi_1 e^{-kt}}{a_8(a_7 - y)\psi_1 + (a_{23} + y)\psi_4} & \text{при } p_4 > p_5; \end{cases}$$

$$y_1 = y_2 + y_3;$$

$$p_1 = a_{24}(1 - e^{-kt})(1 - \beta) + a_8 p_4;$$

$$p_2 = \begin{cases} a_{25}(F_0 + c_1 z) & \text{при } 0 \leq z \leq z_0; \\ a_{25}[F_0 + (c_1 - c_2)z_0 + c_2 z] & \text{при } z_0 < z < (z_0 + z_{01}); \\ a_{25}[F_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{01} + c_3 z] & \text{при } z > (z_0 + z_{01}); \end{cases}$$

$$p_3 = a_{26}(x_0 + x).$$

В приведенных уравнениях

$$a_1 = \rho l_1 A_2 / A_{T1}; \quad a_2 = 27,5 \rho v l_1 A_2 / A_{T1}^2; \quad a_3 = 0,443 k_\epsilon \frac{l_1}{\sqrt{A_{T1}}} \left( \frac{A_2}{A_{T1}} \right)^2;$$

$$a_4 = 0,5 \xi_1 \rho (A_2 / A_{T1})^2; \quad a_5 = A_2 / A_1; \quad a_6 = A_3 / A_1; \quad a_7 = y_{\max} + 0,5 l_1 A_{T1} / A_1;$$

$$a_8 = A_4 / A_1; \quad a_9 = z_{\min} + 0,5 l_1 A_{T1} / A_2; \quad a_{10} = \rho l_3 A_3 / A_{T2};$$

$$a_{11} = 27,5 \rho v l_2 A_3 / A_{T2}^2; \quad a_{12} = 0,443 k_\epsilon \rho \frac{l_2}{\sqrt{A_{T2}}} \left( \frac{A_3}{A_{T2}} \right)^2;$$

$$a_{13} = 0,5 \xi_2 \rho (A_3 / A_{T2})^2; \quad a_{14} = \rho l_5 A_4 / A_{T5};$$

$$a_{15} = 27,5 \rho v l_5 A_4 / A_{T5}^2; \quad a_{16} = 0,443 k_\epsilon \rho \frac{l_5}{\sqrt{A_{T5}}} \left( \frac{A_4}{A_{T5}} \right)^2;$$

$$a_{17} = 0,5 \xi_3 \rho (A_4 / A_{T5})^2; \quad a_{18} = 0,5 \xi_4 \rho (A_4 / A_{T4})^2; \quad a_{19} = \rho l_3 A_4 / A_{T3};$$

$$a_{20} = 27,5 \rho v l_3 A_4 / A_{T3}^2; \quad a_{21} = 0,443 k_\epsilon \rho \frac{l_3}{\sqrt{A_{T3}}} \left( \frac{A_4}{A_{T3}} \right)^2;$$

$$a_{22} = 0,5 \xi_3 \rho (A_4/A_{T3})^2; \quad a_{23} = y_{\min} + l_5 A_{T5}/A_4; \\ a_{24} = A_B p_{B\max}/A_1; \quad a_{25} = 1/A_2; \quad a_{26} = c_4/A_3,$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости;  $k_\epsilon$  — коэффициент аппроксимации;  $\xi_i$  — коэффициент гидравлического сопротивления  $i$ -го участка цепи;  $y_1$  — перемещение поршня главного цилиндра без учета сжимаемости жидкости;  $y_2, y_3$  — перемещение поршня главного цилиндра, обусловленное изменением объема жидкости соответственно поступающей из резервуара и за счет перетекания из рабочей полости в штоковую;  $c_1, c_2, c_3$  — приведенная жесткость тормозного механизма на соответствующих участках характеристики;  $z_0, z_{01}$  — длина участков характеристики тормозного механизма;  $F_0$  — усилие предварительной деформации стяжных пружин;  $c_4$  — жесткость пружины клапана преобразователя давления;  $k$  — показатель экспоненты;  $p'_3, p''_3$  — давление, соответствующее началу и концу срабатывания реле задержки времени преобразователя давления;  $b$  — относительный начальный объем воздуха в жидкости;  $p_{B\max}$  — максимальное давление воздуха;  $p_{4\min}$  — давление, соответствующее началу кавитации жидкости.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980. — 231 с.

УДК 629.11.012.3

В.П. БЕЛЕНКОВ, В.Г. РЕВСКИЙ

### НАГРУЖЕННОСТЬ РЕДУКТОРА МОТОР-КОЛЕСА КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПРИ ЕГО ТРОГАНИИ И РАЗГОНЕ

Динамика процессов нагружения электромеханического привода и формирование нагрузочного режима в редукторах мотор-колес практически не исследованы. С целью изучения процессов нагружения редукторов мотор-колес были проведены специальные испытания карьерного самосвала БелАЗ-75191 при трогании и разгоне.

При исследовании регистрировались следующие величины, характеризующие нагруженность редуктора мотор-колеса: крутящие моменты на торсионных валах редукторов мотор-колес  $M_n$  и  $M_{np}$ ; сила тока в тяговых электродвигателях мотор-колес  $I_n$  и  $I_{np}$ ; напряжение тягового генератора  $U$ ; частота вращения ведущих колес автомобиля  $n_n$  и  $n_{np}$ ; частота вращения якоря тягового генератора  $n_r$ ; продолжительность процесса трогания и разгона самосвала  $t_{тр}$ . Показания фиксировались на ленте осциллографа. При трогании и последующем разгоне автомобиля нагрузки на детали электромеханических трансмиссий в отличие от нагрузок на детали механических изме-

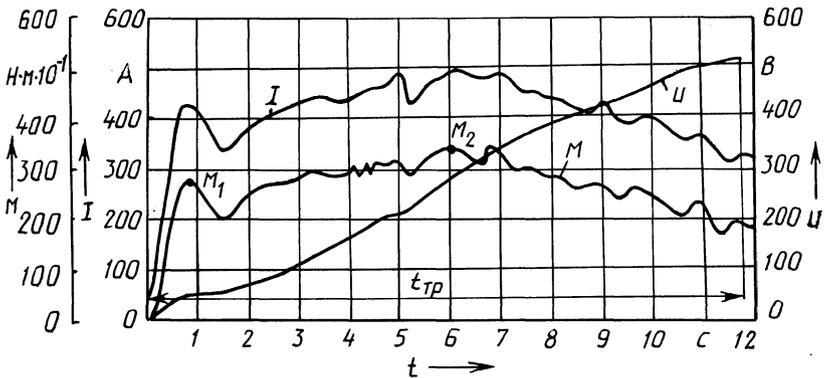


Рис. 1. Осциллограмма трогания и разгона автомобиля БелАЗ-75191 с нормальной интенсивностью

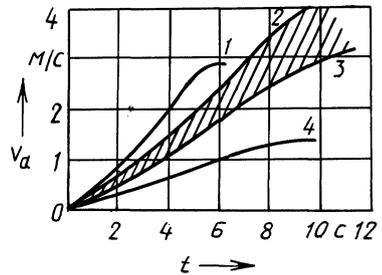


Рис. 2. Зависимость скорости разгона автомобиля от его продолжительности:  
 1 — резкое трогание и разгон; 2, 3 — трогание и разгон с нормальной интенсивностью; 4 — трогание на подъеме  
 $i = 7,9\%$

яются сравнительно плавно (рис. 1). Процесс трогания самосвала переходит в процесс разгона без каких-либо характерных признаков. Поэтому процессы трогания и разгона самосвала целесообразно рассматривать как единый переходный процесс.

Параметрами, характеризующими нагруженность редукторов мотор-колес на режимах трогания и разгона, являются: максимальные крутящие моменты на входном валу редуктора в момент трогания  $M_{кр1}$  и в процессе разгона автомобиля  $M_{кр2}$ ; продолжительность трогания автомобиля и его разгона —  $t_{тр}$ ; путь  $s_{тр}$ , пройденный автомобилем за время  $t_{тр}$ .

Исследование режимов трогания и разгона автомобиля проводилось на горизонтальных площадках карьера. Зависимость скорости разгона автомобиля от его продолжительности показана на рис. 2.

Установлено, что в эксплуатационных условиях кривые зависимости  $v_a = f(t)$  располагаются в заштрихованной зоне между кривыми 2 и 3. Максимальное ускорение самосвала при этом, как правило, не превышает  $0,45 \dots 0,5 \text{ м/с}^2$ . Трогание и разгон автомобиля в этих случаях осуществляются с нормальной интенсивностью.

В зоне, расположенной выше кривой 2, лежат кривые  $v_a = f(t)$ , которые соответствуют режимам резкого трогания и разгона автомобиля (кривая 1). На этих режимах максимальное ускорение самосвала не превышает  $0,55 \dots 0,6 \text{ м/с}^2$ . Зона, расположенная ниже кривой 3, соответствует троганию авто-

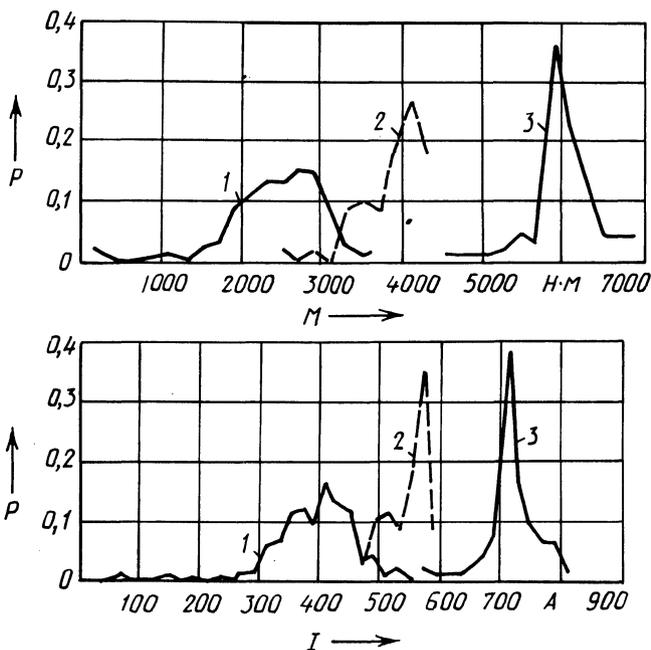


Рис. 3. Полигоны распределения процессов трогания и разгона автомобиля БелАЗ-75191: 1 – с нормальной интенсивностью; 2 – с резким троганием и разгоном; 3 – с троганием на подъеме  $i = 7,9\%$

мобиля на подъемах различной крутизны (кривая 4 – при трогании его на подъеме  $i = 7,9\%$ ).

Исследования показали, что нагруженность редукторов мотор-колес при трогании и разгоне груженого самосвала определяется главным образом интенсивностью трогания и суммарным сопротивлением движению.

На рис. 3 приведены полигоны распределения крутящего момента на входном валу редуктора и тока в цепи якоря тягового электродвигателя при трогании и разгоне самосвала с различной интенсивностью на горизонтальной площадке и на подъеме. Пиковых или ударных нагрузок в редукторах мотор-колес на режимах трогания и разгона самосвала не наблюдалось. Наибольшие нагрузки на детали редукторов наблюдались при его трогании на максимально допустимом подъеме, указанном в инструкции по эксплуатации самосвала, и в "стоповом" режиме при форсированном режиме работы электропривода. Следовательно, прочностные расчеты должны проводиться именно для этих случаев нагружения редукторов.

## ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ РЕДУКТОРОВ ЭЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕС БелАЗ ПО РЕАЛИЗАЦИЯМ ТОКА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Экспериментальные замеры крутящего момента в редукторах мотор-колес карьерных самосвалов сопряжены со значительными трудностями. Как и при испытаниях транспортных автомобилей общего назначения, необходимы надежные токосъемные устройства со сложными переходными узлами, усиленная аппаратура. При проведении работ по тензометрированию карьерных самосвалов необходимо учитывать помехи, источниками которых являются самосвалы с электроприводом, тяжелые условия их работы в карьерах. Проще определять параметры тягового электропривода самосвала, например тока в цепях якорей электродвигателей мотор-колес.

Крутящий момент, развиваемый электродвигателем постоянного тока,

$$M = k \Phi I_{\text{я}},$$

где  $k$  — коэффициент, зависящий от конструктивных параметров электродвигателя;  $\Phi$  — магнитный поток в обмотке возбуждения электродвигателя;  $I_{\text{я}}$  — ток в цепи якоря.

При эксплуатации самосвала ряд параметров электропривода регулируется автоматической системой управления, в том числе токи в обмотках возбуждения электродвигателей. Поэтому для определения крутящего момента на входе в редуктор по приведенному выражению необходимо измерять несколько параметров электропривода. В этом случае возникают затруднения при формировании закона распределения крутящего момента.

Для оценки нагрузочного режима редукторов мотор-колес целесообразно использовать корреляционные зависимости крутящего момента электродвигателя от тока в якорной цепи  $M = f(I_{\text{я}})$ . Для построения этих зависимостей реализации крутящего момента электродвигателя и тока в цепи якоря, записанные при выполнении самосвалом технологического цикла, обрабатывались методом ординат синхронно и затем сглаживались с целью исключения динамических составляющих с частотой выше 0,4 Гц. Путем двумерного анализа значений крутящего момента и тока в якорной цепи получались корреляционные таблицы "ток в цепи якоря — крутящий момент". Далее рассматривались условные распределения крутящих моментов  $F_{M_i}(M/I_i)$  и токов  $F_{I_j}(I/M_j)$ , где  $M_j$  и  $I_i$  — средние значения соответствующих интервалов сортировки для  $j$ -й строки (моменты) и  $i$ -го столбца (токи). Для каждого условного распределения  $F_{M_i}(M/I_i)$  определялось математическое ожидание  $M_{i\text{ср}}$  и для каждого условного распределения  $F_{I_j}(I/M_j)$  соответственно  $I_{j\text{ср}}$ . Оказалось, что точки, соответствующие математическим ожиданиям  $M_{i\text{ср}}$  и  $I_{j\text{ср}}$ , для условных распределений, построенных в системе координат "ток в цепи якоря — крутящий момент", имеют сравнительно малое рассеяние около некоторой плавной кривой  $M = f(I_{\text{я}})$  (рис. 1).

Аппроксимация полученных экспериментальных зависимостей  $M_{\text{кд}} =$

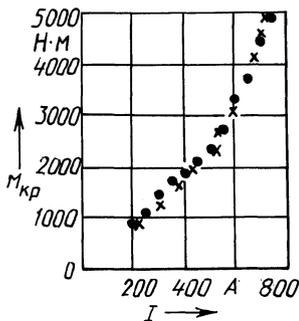


Рис. 1. Зависимость крутящего момента на входном валу редуктора мотор-колеса самосвала БелАЗ-75191 от тока в цепи якоря:

• —  $\bar{M}_{кр}$ ; x —  $\bar{I}_{кр}$

$= f(I_{я})$  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  $\alpha$ , 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  $\Delta v_a$  (линия  $A'B'$ ). Значение  $\Delta v_a$  должно быть больше или равно потере скорости движения за время прямого переключения  $\Delta v_{\Pi}$ , т. е.

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

В условии (1), выполнение которого необходимо для предотвращения явления "зацикливания", значение  $\Delta v_{\Pi}$  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:

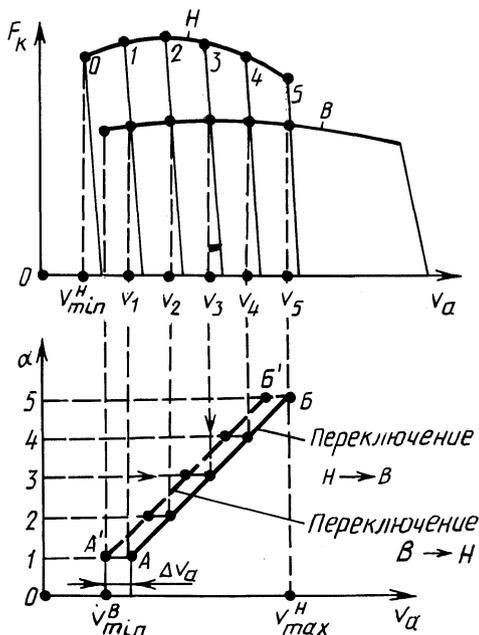


Рис. 1. Закон переключения двух смежных передач

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  $F_{\kappa}^i$ ,  $F_{\kappa}^{\text{в(н)}}$  — окружная сила колес соответственно на включенной и выключаемой высшей (низшей) передаче;  $\delta^i$ ,  $\delta^{\text{в(н)}}$  — 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;  $F_{\psi}$  — 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 ( $\delta^i$ ,  $\delta^{\text{в(н)}}$ ,  $m_a$ ) 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  $\Sigma t_{\Pi}$  — 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));  $t_{\Pi}$  — 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

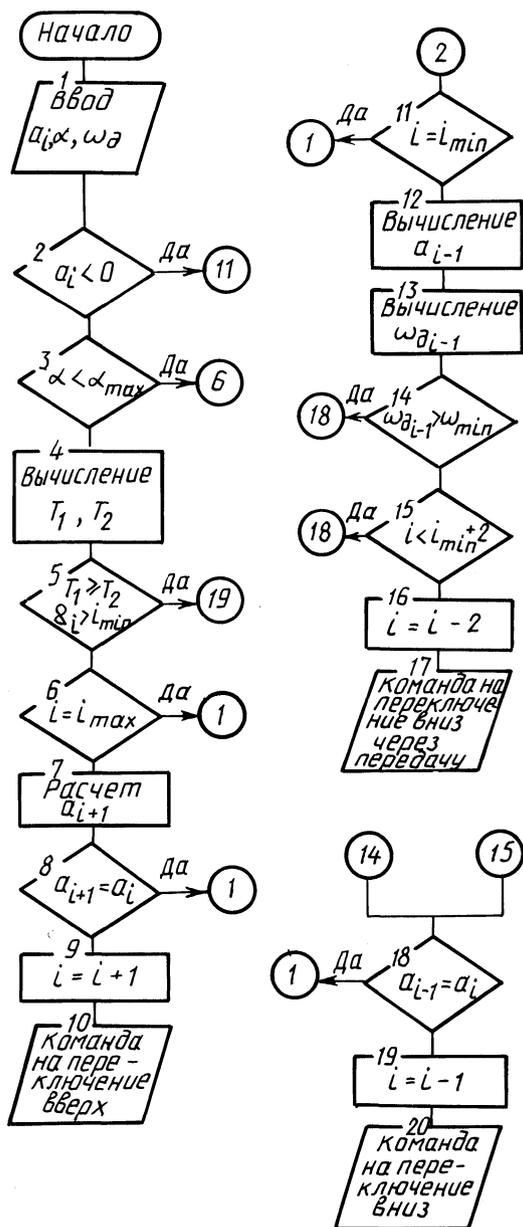


Рис. 2. Схема алгоритма переключения передач для микроЭВМ

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  $\omega_d^{i-1}$  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  $\omega_k$ , 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

$$M_{\text{вн}} = M_{\text{к}} - M_{\text{т}} - M_{\text{х}} - M_{\text{ф}}, \quad (2)$$

где  $M_{\text{х}}$  — момент, возникающий от продольной составляющей реакции дороги;  $M_{\text{ф}}$  — момент сопротивления качению колеса.

В общем случае

$$M_{\text{х}} = R_z \varphi_x r_{\text{д}},$$

где  $R_z$  — нормальная составляющая реакции дороги;  $\varphi_x$  — коэффициент сцепления в продольном направлении, определяющий трение шины об опорную поверхность;  $r_{\text{д}}$  — динамический радиус колеса.

Опытами установлено, что коэффициент сцепления колеса  $\varphi_x$  в тормозном, а также и в ведущем режимах движения зависит от многих факторов: скорости движения  $v_x$  и угловой скорости колеса  $\omega_{\text{к}}$ , состояния дороги, шин и др. Предложены различные зависимости этого коэффициента от основного фактора — относительного проскальзывания  $s_{\delta}$  колеса для тормозного режима [1, 2], а также зависимость аналогичного изменения  $\varphi_x$  при буксовании для ведущего режима движения колеса [1]. Коэффициент сцепления  $\varphi_x$  как для тормозного, так и ведущего режимов движения колеса можно описать одним уравнением. Основным аргументом этого уравнения является относительная скорость скольжения колеса как отношение алгебраической разности окружной скорости шины  $v_{\text{к}}$  при контакте с дорогой и скорости поступательного перемещения оси колеса  $v_x$  к скорости его поступательного движения [3].

Для дорог с различным покрытием коэффициент сцепления  $\varphi_x$  в режиме проскальзывания — буксования колеса можно описать достаточно точно полиномом второй степени (функция  $\varphi_x$  имеет только одно максимальное значение):

$$\varphi_x = a_0 \delta + a_1 \delta^2,$$

где  $a_0$ ,  $a_1$  — коэффициенты аппроксимации, зависящие от состояния дорожного покрытия, механических характеристик шины и режима движения колеса;  $\delta$  — коэффициент скольжения — буксования колеса (функция алгебраической разности окружной скорости шины при контакте с дорогой и скорости перемещения оси колеса).

Момент сопротивления качению  $M_{\text{ф}}$  определяется по известной зависимости, приведенной в работе [2]. Крутящий  $M_{\text{к}}$  и тормозной  $M_{\text{т}}$  моменты определяются тяговым или тормозным режимом движения. При этом оценочным критерием такого режима может быть  $\Delta M = M_{\text{к}} - M_{\text{т}}$ .

Подставляя составляющие главного момента (2) в уравнение (1), получим дифференциальное уравнение движения  $i$ -го колеса:

$$(I_{\text{к}} + I_{\text{пр}}) \dot{\omega}_{\text{к}} + R_z \varphi_x r_{\text{д}} + R_z f r_{\text{д}} = M_{\text{к}} - M_{\text{т}}. \quad (3)$$

Уравнение движения колеса решается совместно с уравнением плоскопараллельного движения транспортного средства

$$m_0 \dot{v}_x = \sum_{i=1}^n F_i, \quad (4)$$

где  $m_0$  — масса объекта;  $F_i$  — сила внешнего воздействия.

Из уравнений (3) и (4) определяются выходные параметры для объекта управления при различных законах регулируемых входных параметров  $M_k$  и  $M_T$ , которые устанавливаются оператором или с помощью вычислительного устройства.

Таким образом, получено обобщенное дифференциальное уравнение движения колеса для переходного процесса (ведущий режим — торможение) с учетом его проскальзывания или буксования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. — Минск, 1986. — 208 с. 2. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия затормаживаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1981. — 213 с. 3. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. — М., 1975. — 223 с.

УДК 629.113.001.4

С.Г. ЛУГОВЦЕВА, В.И. ЧЕЧИК,  
Р.К. ЭЛЬХАДЖ-ХАЛИЛЬ

### ВЛИЯНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НА НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ ТРАНСМИССИИ И СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

От мощности двигателя в значительной мере зависят производительность автопоезда и затраты на выполнение перевозок. Увеличение мощности двигателя приводит к возрастанию средних технических скоростей движения автомобилей и, следовательно, повышает их производительность.

Предварительную оценку тягово-скоростных свойств автопоездов дает показатель удельной мощности [1–3]. Удельная мощность современных магистральных автопоездов составляет 4,4...8,4 кВт/т. Для автопоездов установлено минимальное значение удельной мощности (по рекомендациям СЭВ — 5,15 кВт/т [1]). Удельная мощность автопоезда определяется путем анализа экономической эффективности использования его в народном хозяйстве с учетом себестоимости, производительности и эксплуатационных расходов.

В данной работе приводятся результаты исследований влияния мощности двигателя на нагрузочный режим трансмиссии автомобиля-тягача и среднюю техническую скорость его движения в различных дорожных условиях, проведенных с использованием расчетной методики определения нагрузочного режима трансмиссии [4], основанной на моделировании движения автопоезда по заданному маршруту. Нагрузочный режим трансмиссии характеризуется накопленным усталостным повреждением зубчатых колес (контактная усталость)  $R_{1н}^{э.к}$  и подшипников  $R_{1н}^п$  ведущего моста и на полуоси  $R_{1н}^{пo}$  за 1 км пробега автопоезда, а также числом переключений передач  $n$  за 1 км пути.

Объектом исследований послужил магистральный автопоезд МА3-6422 + 9398, являющийся базовым в новом семействе автомобилей и автопоездов,

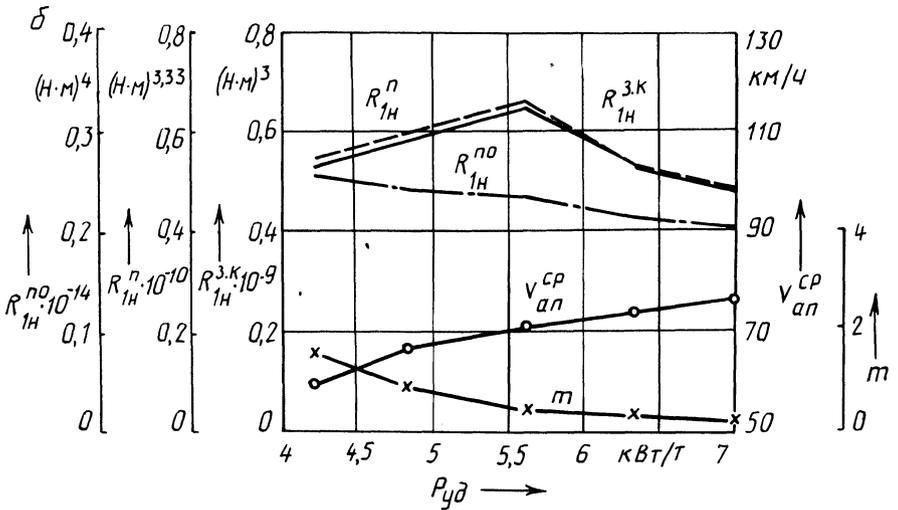
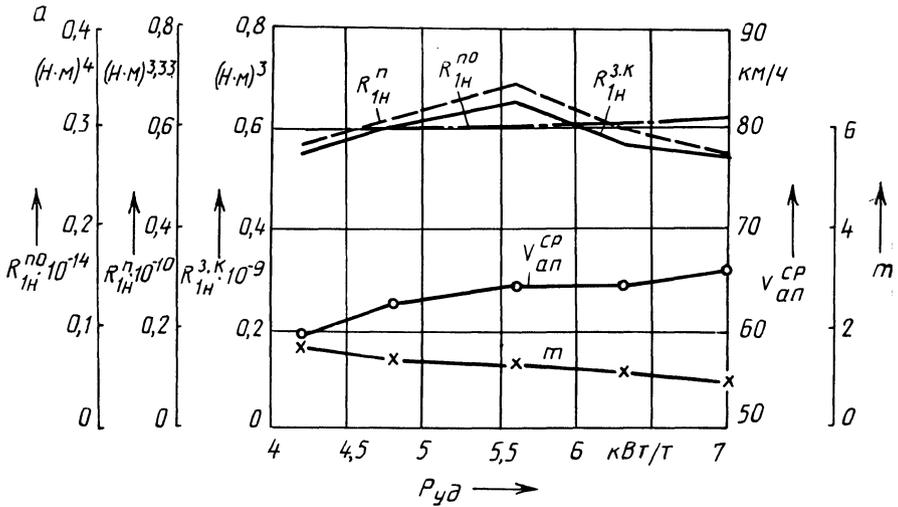


Рис. 1. Влияние удельной мощности автопоезда на нагрузочный режим трансмиссии и его среднюю техническую скорость на магистралях:

а – с максимальной допустимой скоростью движения  $v_{ан}^{max} = 70$  км/ч; б – без ее ограничения

выпускаемых Минским автомобильным заводом [2]. Исследования проводились: на магистралях с максимальной допустимой скоростью движения автопоездов  $v_{ан}^{max} = 70$  км/ч; без ограничения их максимальной допустимой скорости движения; на скоростной дороге автополигона и горном маршруте автополигона. Мощность двигателей автопоездов при этом составляла: 176,5 кВт; 205,9; 235,5; 264,8; 294,2 кВт, что соответствует их удельным мощностям 4,2 кВт/т; 4,9; 5,6; 6,3 и 7,0 кВт/т.

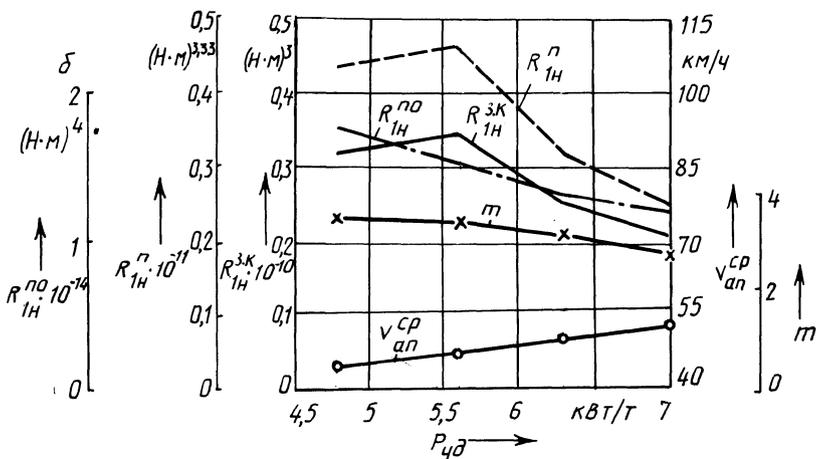
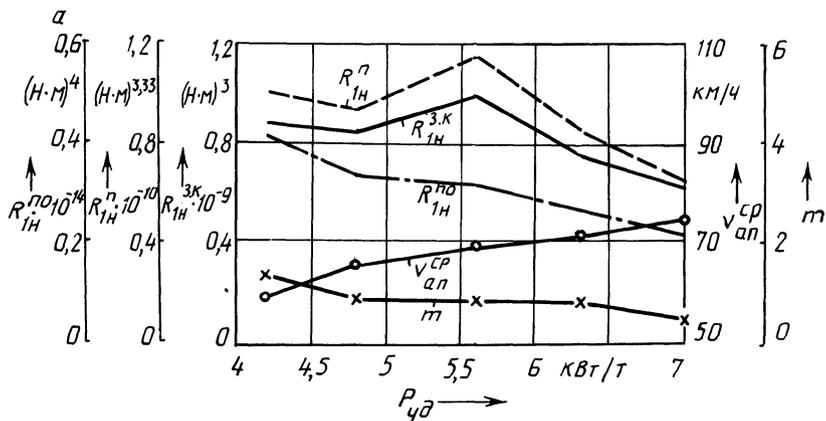


Рис. 2. Влияние удельной мощности автопоезда на нагрузочный режим трансмиссии и его среднюю техническую скорость на дорогах автополигона:

$a$  – скоростная дорога;  $b$  – горный маршрут

Как видно из рис. 1,  $a$ , при движении автопоездов по шоссе изменение удельной мощности от 4,2 до 5,6 кВт/т приводит к повышению их средней технической скорости  $v_{ан}^{cp}$  (на 5,1 км/ч). При таком изменении удельной мощности накопленные усталостные повреждения зубчатых колес и подшипников ведущего моста увеличиваются примерно на 20%. При дальнейшем увеличении удельной мощности от 5,6 до 7,0 кВт/т повышение средней технической скорости менее заметно. При этом происходит снижение повреждающего воздействия на зубчатые колеса и подшипники ведущего моста, что обусловливается уменьшением количества и продолжительности разгонов автопоезда. Повреждающее воздействие на полуось автомобиля практически неизменно для всех рассматриваемых значений мощности. Число переключений передач  $m$

при увеличении удельной мощности снижается (при  $P_{уд} = 7,0$  кВт/т составляет примерно 50 % от значения  $m$  для  $P_{уд} = 4,2$  кВт/т).

При движении автопоезда по шоссе без ограничения максимальной допустимой скорости (рис. 1, б) отмеченные зависимости накопленного усталостного повреждения зубчатых колес и подшипников ведущего моста от удельной мощности в целом сохраняются. Для полуоси в этом случае характерно снижение накопленного усталостного повреждения при увеличении мощности двигателя. Средняя техническая скорость движения автопоезда при увеличении удельной мощности от 4,2 до 7,0 кВт/т повышается на 16,5 км/ч. Число переключений передач, наоборот, уменьшается примерно в 4,5 раза. Изменения средней скорости движения автопоезда на скоростной дороге автополигона (рис. 2) и параметров, характеризующих нагрузочный режим ведущего моста, при увеличении удельной мощности двигателя практически идентичны полученным при движении по магистрали без ограничения максимальной допустимой скорости.

Движение автопоезда с удельной мощностью  $P_{уд} = 4,2$  кВт/т на горном маршруте автополигона невозможно, так как тягового усилия на ведущих колесах недостаточно для преодоления максимального подъема 16 %. При увеличении удельной мощности автопоезда до 5,6 кВт/т накопленное усталостное повреждение зубчатых колес и подшипников ведущего моста несколько увеличивается. Дальнейшее увеличение удельной мощности автопоезда приводит к снижению этих показателей в 1,8 раза. Накопленное усталостное повреждение полуоси снижается с увеличением  $P_{уд}$  в рассмотренном интервале ее значений. При этом средняя техническая скорость движения автопоезда повышается, а число переключений передач несколько уменьшается.

Полученные результаты показывают, что для условий движения автопоезда на магистралях увеличение его удельной мощности приводит к повышению средней технической скорости автопоезда, причем наиболее интенсивно при  $P_{уд}$ , не превышающей 5,6 кВт/т. Это подтверждается также экспериментальными исследованиями [2]. Повреждающее действие нагрузок на рассмотренные детали трансмиссии в целом снижается при увеличении удельной мощности автопоезда свыше 5,6 кВт/т.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильные транспортные средства / Под ред. Д.П. Великанова. — М., 1977. — 326 с. 2. В о ц к и й М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. — Минск, 1980. — 200 с. 3. Ф а р о б и н Я.Е., Ш у п л я к о в В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. — М., 1983. — 200 с. 4. Б у с е л Б.У., Г р и ш к е в и ч А.И., Ч е ч и к В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля // Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — Минск, 1979. — Вып. 13. — С. 13—22.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ ПОДВЕСКИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Снижение уровня вибрации рамы автомобиля и силовой установки (СУ), включающей двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссию, при эксплуатации автомобиля в немалой степени зависит от параметров упругой подвески СУ.

По существующей методике расчета упругой подвески СУ [1] такие конструктивные параметры, как координаты точек ее закрепления, жесткость и углы установки амортизаторов, находят путем сравнения различных конструктивных схем подвески до получения необходимого спектра частот собственных колебаний СУ. Это затрудняет выбор оптимальных характеристик и схемы размещения амортизаторов.

В настоящей работе предлагается другой метод поиска оптимальных параметров подвески СУ с учетом ограничений по расположению и жесткости амортизаторов.

Критерием оптимизации параметров подвески служит вибрационная мощность  $P_{и}$ , излучаемая ДВС в раму автомобиля [2]:

$$P_{и} = \sum_{k=1}^6 \sum_{j=1}^n \sum_{i=\omega_1}^{\omega_a} (v^2 R), \quad (1)$$

где  $v$  — эффективная скорость колебаний, измеренная на  $j$ -й опоре в частотном диапазоне  $\omega_1 - \omega_a$ ;  $R$  — активная составляющая полного входного сопротивления  $j$ -го амортизатора (импеданс):  $R = \eta_{kj} c_{kj} / \omega_i$ ;  $c_{kj}$ ,  $\eta_{kj}$  — соответственно динамическая жесткость и коэффициент потерь  $j$ -го амортизатора по  $k$ -й составляющей вибрации.

Методика экспериментальной оценки  $P_{и}$  изложена в работе [2].

Аналитическое выражение, позволяющее определять ожидаемое виброизлучение в раму автомобиля при проектировании системы амортизации СУ, может быть получено из формулы (1).

Силовая установка (рис. 1) закреплена на раме автомобиля с помощью четырех амортизаторов таким образом, что центр жесткости системы амортизации расположен на одной вертикальной оси с центром инерции СУ. Силовая установка совершает при этом двухсвязные колебания вдоль оси  $X$  и вокруг оси  $Y$ ; вдоль оси  $Y$  и вокруг оси  $X$ , а также отдельные колебания вдоль и вокруг оси  $Z$ . На любой частоте  $\omega_i$  система сил  $F_{X,Y,Z}$  и моментов  $M_{X,Y,Z}$ , возбуждающих вибрацию СУ, приводится к центру инерции известными методами. При этом эффективные линейные скорости вынужденных колебаний СУ вдоль соответствующих осей:

$$v_X = A_X \omega_i = \frac{[M_Y a_{15} - F_X (a_{55} - I_Y \omega_i^2)] \omega_i}{\sqrt{2} [a_{15}^2 - (a_{55} - I_Y \omega_i^2) (a_{11} - m \omega_i^2)]} ;$$

$$\left. \begin{aligned} v_Y = A_Y \omega_i &= \frac{[M_X a_{24} - F_Y (a_{44} - I_X \omega_i^2)] \omega_i}{\sqrt{2} [a_{24}^2 - (a_{44} - I_X \omega_i^2)(a_{22} - m \omega_i^2)]}; \\ v_Z = A_Z \omega_i &= \frac{F_Z \omega_i}{\sqrt{2} \sqrt{(a_{33} - m \omega_i^2)^2 + (R_Z \omega_i)^2}}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $A_X, A_Y, A_Z$  — амплитуды вынужденных колебаний СУ;  $a_{15}, a_{55}, a_{11}, a_{24}, a_{44}, a_{22}, a_{33}$  — коэффициенты жесткости подвески СУ (определяются по формуле (1));  $m$  — масса силовой установки;  $I_X, I_Y, I_Z$  — моменты инерции СУ.

Для данного случая

$$\left. \begin{aligned} a_{15} &= -nc_X Z; \quad a_{55} = nc_Z X^2 + nc_X Z^2; \quad a_{11} = nc_X; \\ a_{24} &= -nc_Y Z; \quad a_{44} = nc_Z Y^2 + nc_Y Z^2; \quad a_{22} = nc_Y; \quad a_{33} = nc_Z, \end{aligned} \right\} (3)$$

где  $c_X, c_Y, c_Z$  — жесткость резинового амортизатора на  $j$ -й опоре;  $X, Y, Z$  — координаты точки крепления  $j$ -го амортизатора;  $n$  — количество опор.

Поворотные скорости при вынужденных колебаниях СУ в точке ее крепления к  $j$ -му амортизатору:

$$\left. \begin{aligned} v_{XY} = v_\chi &= \frac{M_Z \omega_i \sqrt{X^2 + Y^2}}{\sqrt{2} (a_{66} - I_Z \omega_i^2)}; \\ v_{XZ} = v_\psi &= \frac{[F_X a_{15} - (a_{11} - m \omega_i^2) M_Y] \omega_i^2 \sqrt{X^2 + Z^2}}{\sqrt{2} [a_{15}^2 - (a_{55} - I_Y \omega_i^2)(a_{11} - m \omega_i^2)]}; \\ v_{YZ} = v_\phi &= \frac{[F_Y a_{24} - M_X (a_{22} - m \omega_i^2)] \omega_i^2 \sqrt{Y^2 + Z^2}}{\sqrt{2} [a_{24}^2 - (a_{44} - I_X \omega_i^2)(a_{22} - m \omega_i^2)]}, \end{aligned} \right\} (4)$$

где  $a_{66} = nc_X Y^2 + nc_Y X^2$ .

Активные сопротивления амортизаторов относительно соответствующих осей:

$$\left. \begin{aligned} R_X &= \eta_X c_X / \omega_i; \quad R_Y = \eta_Y c_Y / \omega_i; \quad R_Z = \eta_Z c_Z / \omega_i; \\ R_{XY} &= \eta_{XY} c_X / \omega_i; \quad R_{XZ} = \eta_{XZ} c_\psi / \omega_i; \quad R_{YZ} = \eta_{YZ} c_\phi / \omega_i, \end{aligned} \right\} (5)$$

где  $c_X, c_\psi, c_\phi$  — жесткость системы амортизации при повороте СУ вокруг соответствующих осей.

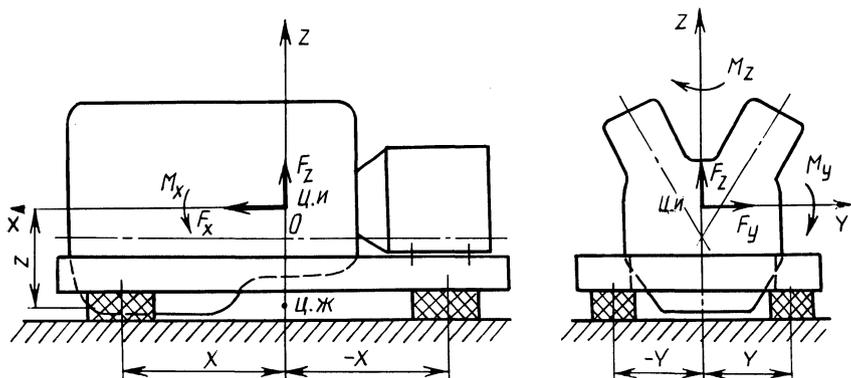


Рис. 1. Схема амортизации СУ автомобиля большой грузоподъемности и возмущающих сил и моментов:

Ц.и — центр инерции СУ; Ц.ж — центр жесткости системы амортизации

Используя уравнения (2)–(5), преобразуем уравнение (1):

$$P_{и} = \sum_{j=1}^n \sum_{i=\omega_1}^{\omega_a} (v_X^2 R_X + v_Y^2 R_Y + v_Z^2 R_Z + v_{XY}^2 R_{XY} + v_{XZ}^2 R_{XZ} + v_{YZ}^2 R_{YZ}). \quad (6)$$

Это уравнение может применяться для расчета  $P_{и}$  при низкочастотном диапазоне колебаний СУ (до 200 Гц). При этом СУ рассматривается как твердое тело, установленное на абсолютно жесткое основание с помощью произвольного числа упругих опор.

Спектр вибрации СУ с дизелем в диапазоне частот до 150 Гц носит дискретный характер и имеет три–шесть ярко выраженных частотных составляющих [3]. Поэтому расчет виброизлучения СУ по формуле (6) следует производить для этих составляющих.

Таким образом, выбор вибрационной мощности в качестве критерия оптимизации и решение задачи его минимизации в функции основных параметров подвески определяют их оптимальные значения. В данном случае основными параметрами подвески служат координаты расположения амортизаторов и их жесткость по трем направлениям —  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ . Демпфирование в амортизаторе принято на данном этапе постоянным. При этом необходимо ограничивать диапазон параметров подвески с учетом силового возбуждения двигателя и кинематического — со стороны дороги, а также неустановившихся режимов движения автомобиля.

При выборе ограничений на расположение амортизаторов и их жесткости следует в первую очередь исходить из тех предельных значений частот собственных колебаний, которые необходимо получить для данной СУ, т. е. чтобы эти частоты были по возможности далеки от частот возмущающих воздействий. При этом предельные значения жесткостных параметров подвески определяются без учета связности колебаний. Нижнее значение диапазона частот собственных колебаний СУ выбирается таким.

при котором исключается возможность резонанса при колебаниях рамы во время движения автомобиля. Для СУ автомобилей большой грузоподъемности ниже значение частоты собственных колебаний принято 5 Гц [4].

Частота собственных вертикальных колебаний СУ не должна совпадать с частотой собственных колебаний неподдресоренных масс автомобиля и должна составлять не менее 10 Гц [4]. При выборе нижнего значения диапазона частот собственных колебаний СУ вдоль осей  $X$  и  $Y$  необходимо учесть зависимость связанных частот колебаний СУ между собой и с другими параметрами системы [3]. Эта зависимость показывает, что частота собственных вертикальных колебаний СУ для рассматриваемой подвески определяет верхнее значение диапазона частот ее собственных колебаний.

Задача оптимизации параметров подвески СУ может быть сформулирована следующим образом: требуется найти такое значение  $x^* \in X \subset R^n$ , при котором

$$f(x^*) = \min_{x^* \in X} f(X),$$

где  $X$  — допустимая область вектора параметров  $X$ .

Оптимальные параметры математической модели находились с помощью адаптивного алгоритма покоординатного спуска. Рекуррентная формула для определения на  $k$ -й итерации очередного приближения к экстремуму целевой функции  $f(X)$  [5]:

$$X^{k+1} = X^k + \lambda^k e_i, \quad k=0, 1, 2, \dots, \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

где  $e_i$  — единичный орт векторного пространства  $R^n$ .

Отличие данного алгоритма от других алгоритмов покоординатного спуска состоит в определении  $\lambda^k$  решением задачи однопараметрической оптимизации:

$$\lambda^k = \arg_{\lambda} \min f(X^k + \lambda e_i) = \arg_{\lambda} \min g(\lambda),$$

где  $g(\lambda) = f(X^k + \lambda e_i)$ .

Авторами разработана программа поиска оптимальных параметров подвески из условия обеспечения необходимого спектра частот собственных колебаний СУ, которая включает подпрограммы оптимизации и расчета частот собственных колебаний СУ.

Выходными данными анализа являются: координаты расположения и жесткость амортизаторов, частоты собственных колебаний СУ, а также значение вибрационной мощности  $P_{ви}$ . Расчет продолжается до тех пор, пока не будут выполнены заданные ограничения. В противном случае возникает необходимость изменения их диапазона.

По разработанной программе произведен расчет оптимальных параметров подвески СУ с 12-цилиндровым дизелем многоприводного автомобиля большой грузоподъемности. Основными возбудителями вибрации СУ в частотном диапазоне до 150 Гц являются: остаточная неуравновешенность вращающихся масс дизеля, гармоники опрокидывающего момента, неуравновешенная сила инерции шестого порядка и внутренний неуравновешенный момент от боковых сил инерции третьего порядка [3].

В диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля частоты возмущаю-

Табл. 1. Параметры подвески СУ автомобиля

Вариант	$c_{X'}$ кН/м	$c_{Y'}$ кН/м	$c_{Z'}$ кН/м	Опоры 1, 2			Опоры 3, 4			$f_{\min}$ Гц	$f_{\max}$ Гц	$P_{и}$ Вт
				$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм	$X,$ мм	$Y,$ мм	$Z,$ мм			
Базовый	1950	1950	11140	726	+265	-213	-29	+265	-213	4,6	22,5	0,501
Предлагаемый	2470	1080	2760	725	+265	-210	-725	+265	-210	6,25	10,0	0,334

щих сил первого порядка (от дисбаланса вращающихся масс дизеля) лежат в пределах 13,3...26,6 Гц, а от дисбаланса карданных валов, передающих крутящий момент от согласующего редуктора к ГМП, — 20,5...41 Гц. В табл. 1 приведены оптимальные параметры подвески СУ многоприводного автомобиля (см. рис. 1), полученные расчетом, и параметры существующего варианта подвески [2].

Использование схемы подвески с оптимальными параметрами дает возможность сместить резонанс СУ в зону нерабочих частот вращения двигателя и этим снизить уровень вибрации автомобиля на частотах первого порядка.

Предложенная методика поиска оптимальных параметров подвески позволяет сократить трудоемкость расчета, рассмотреть на стадии проектирования несколько вариантов подвески и реализовать наиболее удобную компоновочную схему, обеспечивающую получение необходимого спектра собственных частот колебаний СУ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. — М., 1976. — 264 с. 2. Железко Б.Е., Суконоккин В.Н. Определение вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в раму автомобиля // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1986. — Вып. 1. — С. 78–82. 3. Железко Б.Е., Суконоккин В.Н., Рейзин Е.М. Проектирование виброизолирующей подвески силовой установки автомобиля большой грузоподъемности с заданным спектром частот ее собственных колебаний // Тез. докл. научно-техн. конф. БелАвтоМАЗ. — Минск, 1987. — С. 92–93. 4. Оптимизация спектра собственных частот колебаний силовых установок автомобилей БелАЗ с двигателями У-6-90° / Е.И. Слоущер, В.Е. Тольский, З.В. Босякова, Т.А. Вайтеховская // Двигателестроение. — 1986. — № 1. — С. 44–46. 5. Карманов В.Г. Математическое программирование. — М., 1975. — 285 с.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Зависимые гидропневматические подвески находят широкое применение в системах подрессоривания современных карьерных автомобилей-самосвалов большой и особо большой грузоподъемности. Практически на всех карьер-

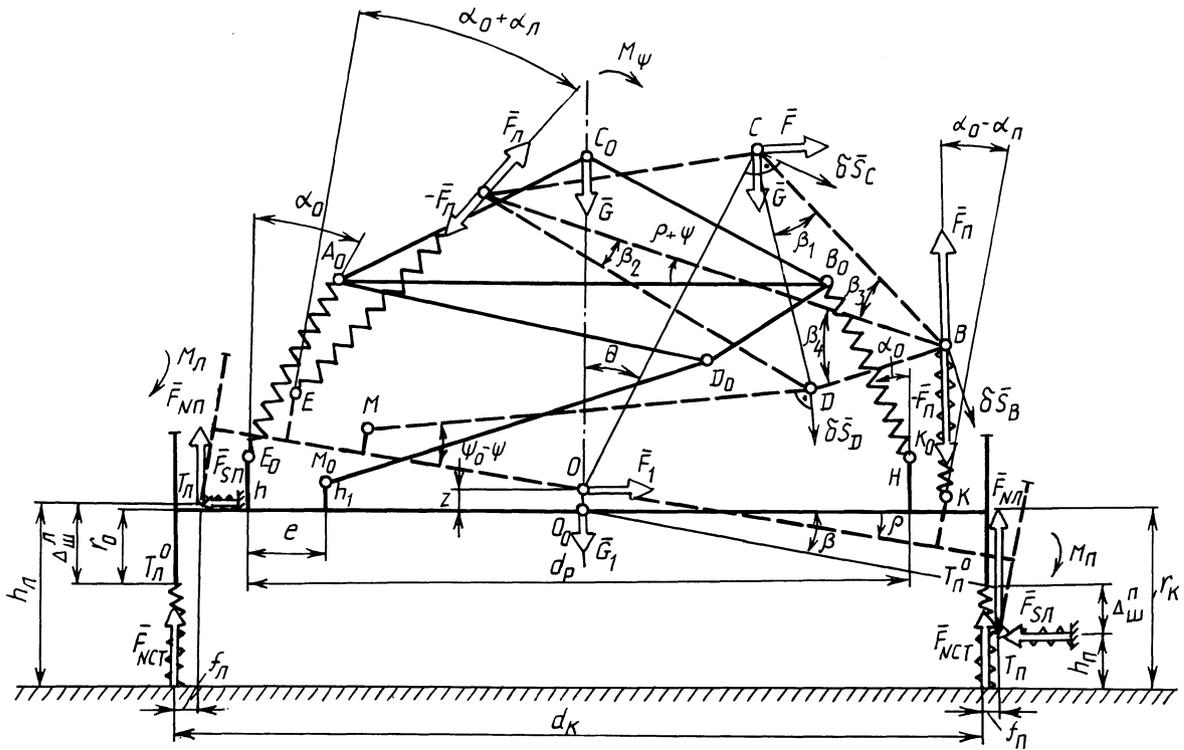


Рис. 1. Расчетная схема подвески

ных большегрузных автомобилях зарубежного и отечественного производства они используются в качестве задних подвесок, а на некоторых — в качестве передних. Автоматизированное проектирование указанных подвесок предполагает широкое использование метода математического моделирования, позволяющего выбрать оптимальную геометрию подвески, обеспечивающую максимальные устойчивость и плавность хода автомобиля. Целью данной работы является разработка математической модели зависимой гидропневматической подвески для исследования углов крена поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля под действием боковой силы и анализа кинематики направляющего устройства подвески в процессе крена.

Расчетная схема подвески автомобиля представлена на рис. 1, где сплошной линией обозначено положение подвески в исходном положении статического равновесия, т. е. при отсутствии действия боковой силы, а штриховой — положение подвески при действии боковых сил  $F$  и  $F_1$ , приложенных в центре тяжести поддрессоренных и неподдрессоренных масс. На рисунке  $\alpha_0, \varphi_0$  — углы наклона соответственно гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости и поперечной штанги к оси балки моста;  $\alpha_{\pi}, \alpha_{\pi}$  — углы поворота упругих элементов подвески вокруг нижней точки их крепления в процессе крена поддрессоренных масс;  $\beta, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  — постоянные углы, определяемые геометрией подвески;  $F_{\pi}, F_{\pi}$  — упругие силы в подвеске;  $F_{N\pi}, F_{N\pi}, F_{S\pi}, F_{S\pi}$  — вертикальные и боковые реакции со стороны дороги, приложенные к нижней точке обода колес;  $G, G_1$  — сила тяжести соответственно поддрессоренных и неподдрессоренных масс;  $h, h_1$  — высота крепления относительно балки моста соответственно нижнего шарнира упругого элемента подвески и шарнира поперечной штанги;  $M_{\pi}, M_{\pi}, M_{\psi}$  — моменты, возникающие от переноса сил, приложенных в точке контакта шины с дорогой, к нижней точке колеса, и внешний опрокидывающий момент. Индекс "л" обозначает левую часть расчетной схемы, "п" — правую, "0" — положение статического равновесия системы в исходном состоянии.

В качестве обобщенных координат приняты: угол крена поддрессоренной массы  $\psi$  относительно балки моста; угол поворота поперечной штанги  $\varphi$  относительно балки моста; угол наклона балки моста  $\rho$  относительно опорной поверхности и вертикальное перемещение центра тяжести балки моста  $z$ .

Для механической системы, находящейся в равновесии под действием внешних сил, на основании принципа возможных перемещений можно записать [1]:

$$Q_i = \delta A_{q_i} / (\delta q_i) = 0, \quad (1)$$

где  $\delta q_i$  — возможное перемещение механической системы;  $\delta A_{q_i}$  — работа активных сил на возможных перемещениях.

Пусть  $\delta\psi \neq 0, \delta\varphi = \delta\rho = \delta z = 0$ , тогда работа всех активных сил на данном перемещении

$$\delta A_{\psi} = \bar{F} \delta \bar{S}_C + \bar{G} \delta \bar{S}_C + \bar{F}_{\pi} \delta \bar{S}_B + \bar{F}_{\pi} \delta \bar{S}_A + M_{\psi} \delta \psi. \quad (2)$$

При этом углы между векторами перемещений и сил:

$$(\bar{F}, \delta \bar{S}_C) = \pi/2 - \beta_1 - \beta_3 - \psi - \rho; \quad (3)$$

$$(\overline{G}, \widehat{\delta \overline{S}_C}) = \pi - \beta_1 - \beta_3 - \psi - \rho; \quad (4)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_B}) = \pi - \beta_4 + \psi - \alpha_\Pi + \alpha_0; \quad (5)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_A}) = \beta_2 + \psi - \alpha_\Pi - \alpha_0. \quad (6)$$

Возможные перемещения точек при изменении обобщенной координаты  $\psi$ :

$$\delta S_C = \overline{CD} \delta \psi; \quad \delta S_A = \overline{AD} \delta \psi; \quad \delta S_B = \overline{BD} \delta \psi.$$

Выражение (1) с учетом выражений (2)–(6) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} & [F \sin(\beta_1 + \beta_3 + \psi + \rho) - G \cos(\beta_1 + \beta_3 + \psi + \rho)] \overline{CD} + \\ & + F_\Pi \overline{AD} \cos(\beta_2 + \psi - \alpha_\Pi - \alpha_0) - F_\Pi \overline{BD} \cos(\beta_4 - \psi + \\ & + \alpha_\Pi - \alpha_0) + M_\psi = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Работа внешних сил при изменении обобщенной координаты  $\varphi$  на  $\delta\varphi$

$$\delta A_\varphi = \overline{F} \delta \overline{S}_D + \overline{G} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_\Pi \delta \overline{S}_D + \overline{F}_\Pi \delta \overline{S}_D. \quad (8)$$

Углы между вектором перемещения точки  $D$  и векторами сил:

$$(\overline{F}, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi/2 - \varphi_0 + \varphi + \rho; \quad (9)$$

$$(\overline{G}, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \varphi_0 - \varphi - \rho; \quad (10)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi + \alpha_0 - \alpha_\Pi - \varphi_0 + \varphi; \quad (11)$$

$$(\overline{F}_\Pi, \widehat{\delta \overline{S}_D}) = \pi - \alpha_0 - \alpha_\Pi - \varphi_0 + \varphi. \quad (12)$$

Возможные перемещения точек системы

$$\delta S_A = \delta S_B = \delta S_C = \delta S_D = \overline{MD} \delta \varphi. \quad (13)$$

Выражение (1) с учетом (8)–(13) примет вид:

$$\begin{aligned} & F \sin(\varphi_0 - \varphi - \rho) + G \cos(\varphi_0 - \varphi - \rho) + F_\Pi \cos(\alpha_\Pi - \\ & - \alpha_0 + \varphi_0 - \varphi) - F_\Pi \cos(\alpha_0 + \alpha_\Pi + \varphi_0 - \varphi) = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Для того чтобы определить работу сил при изменении обобщенных координат  $z$  и  $\rho$ , необходимо сначала привести силы, действующие в точке контакта колеса с дорогой, к ободу колес.

Из рис. 1  $h_\Pi = r_K - r_0 - \rho (d_K/2) + z$ .

Суммарный момент, возникающий из-за переноса реакции, действующей со стороны дороги:

на ободу правого колеса

$$M_\Pi = F_{S\Pi} h_\Pi + F_{N\Pi} f_\Pi,$$

где  $h_\Pi, f_\Pi$  – плечо приведения соответственно сил  $F_{S\Pi}, F_{N\Pi}$ ; левого

где

$$M_{\pi} = F_{S_{\pi}} h_{\pi} + F_{N_{\pi}} f_{\pi} ,$$

$$h_{\pi} = r_K - r_0 + \rho(d_K/2) + z .$$

Боковое смещение обода колеса относительно центра пятна контакта шин с дорогой соответственно для левого и правого колес

$$f_{\pi} = F_{S_{\pi}}/c_{\text{шб}} ; \quad f_{\pi} = F_{S_{\pi}}/c_{\text{шб}} ,$$

где  $c_{\text{шб}}$  — боковая жесткость шин.

Работа, совершаемая внешними силами при изменении обобщенной координаты  $\rho$  на  $\delta\rho$ ,

$$\delta A_{\rho} = \overline{F} \delta \overline{S}_C + \overline{G} \delta \overline{S}_C + \overline{F}_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + \overline{F}_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + (M_{\pi} + M_{\pi} + M_{\psi}) \delta \rho . \quad (15)$$

Углы между векторами перемещений и сил:

$$\begin{aligned} (\overline{F}, \delta \overline{S}_C) &= \theta ; & (\overline{G}, \delta \overline{S}_C) &= \pi/2 - \theta ; \\ (\overline{F}_{N_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi - \beta - \rho ; & (\overline{F}_{N_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \beta - \rho ; \\ (\overline{F}_{S_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi/2 - \beta - \rho ; & (\overline{F}_{S_{\pi}}, \delta \overline{S}_{T_{\pi}}) &= \pi/2 - \beta + \rho . \end{aligned}$$

С учетом выражения (15) уравнение (1) примет вид:

$$FA_{\theta} + GB_{\theta} - [F_{N_{\pi}} \cos(\beta + \rho) - F_{N_{\pi}} \cos(\beta - \rho) - F_{S_{\pi}} \sin(\beta + \rho) - F_{S_{\pi}} \sin(\beta - \rho)] OT + M_{\pi} + M_{\pi} + M_{\psi} = 0 , \quad (16)$$

где

$$\begin{aligned} A_{\theta} &= OC \cos \theta = h \cos \rho + (BK - \Delta_{\pi}) \cos(\alpha_0 - \alpha_{\pi} - \rho) + BC \sin(\beta_3 + \psi + \rho) - (d_p/2) \sin \rho ; \\ B_{\theta} &= OC \sin \theta = (d_p/2) \cos \rho + h \sin \rho - (BK - \Delta_{\pi}) \sin(\alpha_0 - \alpha_{\pi} - \rho) - BC \cos(\beta_3 + \psi + \rho) ; \\ \beta &= \arctg(2r_0/d_K) ; \quad OT = \sqrt{(d_K/2)^2 + r_0^2} . \end{aligned}$$

Работа внешних сил при изменении обобщенной координаты  $z$  на  $\delta z$

$$\delta A_z = \overline{F} \delta \overline{S}_C + \overline{G} \delta \overline{S}_C + \overline{G}_1 \delta \overline{S}_C + F_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{N_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} + F_{S_{\pi}} \delta \overline{S}_{T_{\pi}} . \quad (17)$$

С учетом выражения (1)

$$F_{N_{\pi}} + F_{N_{\pi}} - G - G_1 = 0 . \quad (18)$$

Чтобы исключить из уравнений неизвестные боковые силы, сделаем допущение, что боковая сила, возникающая в точке контакта шин с дорогой, пропорциональна нормальной реакции со стороны дороги:

$$F_{S_{\Pi}}/F_{S_{\Pi}} = F_{N_{\Pi}}/F_{N_{\Pi}}.$$

Тогда с учетом того, что  $F + F_1 = F_{S_{\Pi}} + F_{S_{\Pi}}$ ,

$$F_{S_{\Pi}} = \frac{F_{N_{\Pi}}(F + F_1)}{F_{N_{\Pi}} + F_{N_{\Pi}}};$$

$$F_{S_{\Pi}} = (F + F_1) \left(1 - \frac{F_{N_{\Pi}}}{F_{N_{\Pi}} + F_{N_{\Pi}}}\right).$$

Кроме выражений (7), (14), (16), (18), в систему уравнений, описывающих модель, входят уравнения упругих характеристик подвески и шин  $F_{\Pi, \text{л}} = F(\Delta_{\Pi, \text{л}})$ ;  $F_{N_{\Pi, \text{л}}} = F_N(\Delta_{\Pi, \text{л}}^{\text{ш}})$ , а также следующие уравнения геометрических связей [2]:

$$\text{tg}(\alpha_0 - \alpha_{\Pi}) - R/Q = 0; \quad \text{tg}(\alpha_0 + \alpha_{\Pi}) - S/T = 0;$$

$$\Delta_{\Pi} - B_0 K_0 + \sqrt{R^2 + Q^2} = 0; \quad \Delta_{\Pi} + A_0 E - \sqrt{S^2 + T^2} = 0.$$

На рис. 2 показан результат расчета на ЭВМ передней гидропневматической (без противодействия) подвески автомобиля БелАЗ-7521 по вышеприведенной математической модели. При заданных относительных боковых ускорениях  $q$ , значениях внешнего опрокидывающего момента  $M_{\psi}$  определены обобщенные координаты. Полученные результаты указывают на правильность математической модели и возможность использования ее при анализе углов крена и кинематики направляющего устройства.

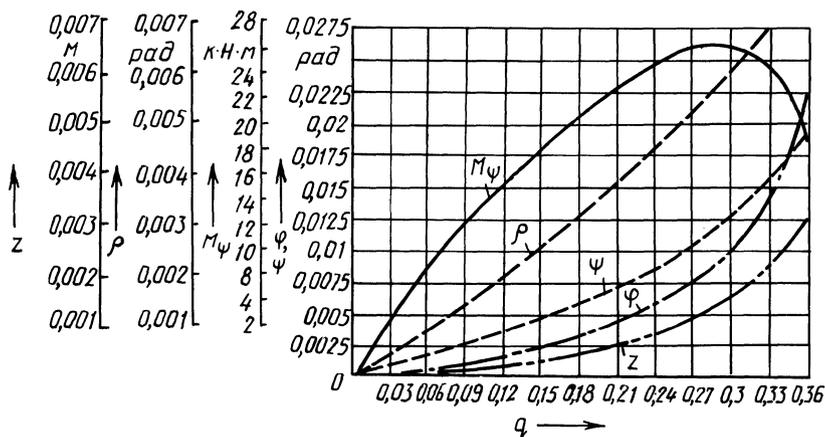


Рис. 2. Расчет передней подвески автомобиля БелАЗ-7521:

$\rho$ ,  $\psi$  – угол крена соответственно неподдресоренных и поддресоренных масс;  $\varphi$  – угол поворота поперечной штанги;  $z$  – вертикальное перемещение центра тяжести неподдресоренных масс;  $M_{\psi}$  – опрокидывающий момент

## ЛИТЕРАТУРА

1. Я б л о н с к и й А.А. Курс теоретической механики. — М.: Высш. шк., 1977. — 374 с. 2. Ж у р а в л е в С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 42–47.

УДК 629.114.4-585.23.621.825.54

С.Б. САМАРЦЕВ, В.Я. КОРЕЙВО

### ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СТУПЕНЕЙ В МНГОВАЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Динамика переходных процессов в трансмиссиях автомобилей с гидромеханическими передачами (ГМП) в значительной степени зависит от продолжительности разрыва потока мощности. Для ее определения были проведены экспериментальные исследования многовальной унифицированной пятиступенчатой ГМП МоАЗ, установленной на автомобиле БелАЗ-548А.

В отечественных ГМП подобного типа (сюда относится и передача БелАЗ) продолжительность разрыва потока мощности обуславливается последовательным расположением фрикционов переключения ступеней и диапазонов, а в ГМП МоАЗ — еще и применением сдвоенных фрикционов. Переключение смежных передач такими фрикционами (рис. 1, а) при замкнутом диапазонном фрикционе сопровождается предварительным опорожнением цилиндра одной из муфт и возвращением поршней в нейтральное положение, что увеличивает длительность переходного процесса. Продолжительность  $t_{\text{п}}$  разрыва потока мощности определяется на осциллограммах при выключении передачи, когда динамический момент  $M_{\text{в}}$  равен нулю; при включении передачи, когда значение  $M_{\text{в}}$  выше нуля.

При переключении передач с одновременным переключением диапазонов (рис. 1, б, в) разрыв потока мощности длительнее за счет процессов выключения—включения цилиндров диапазонного фрикциона. Для сокращения  $t_{\text{п}}$  цилиндры обоих фрикционов должны работать с перекрытием. В зависимости от номера включаемой ступени  $t_{\text{п}}$  изменяется. Это обусловлено особенностями и различными размерами каналов гидропривода и исполнительных цилиндров фрикционов, а также некоторой инерционностью систем управления переключением передач. Так, задержка нарастания давления на входе магистрали включения муфты от момента замыкания цепи электромагнита включаемой ступени ГМП составляет 0,09...0,13 с.

Исследованиями установлено, что на большинстве ступеней передач продолжительность разрыва потока мощности равна 0,3...0,5 с; при переключении с II на III и с IV на V передачу  $t_{\text{п}} = 0,6...0,7$  с; при смене диапазонов, т. е. переключении с III на IV передачу и обратно,  $t_{\text{п}} = 0,9...1,2$  с. Исходя из требований, предъявляемых к ГМП, подобные значения  $t_{\text{п}}$  не могут считаться удовлетворительными. Улучшение динамических свойств объекта возможно путем включения фрикционов смежных ступеней, расположенных на разных валах,

или применения одинарных фрикционов, как это сделано в передаче автомобиля БелАЗ. Кроме того, при установке диапазонных фрикционов в ГМП МоАЗ на выходном валу при смене диапазонов (см. рис. 1, б) появляются два пика динамического момента  $M_B$ . При переключении передач сверху вниз (см.

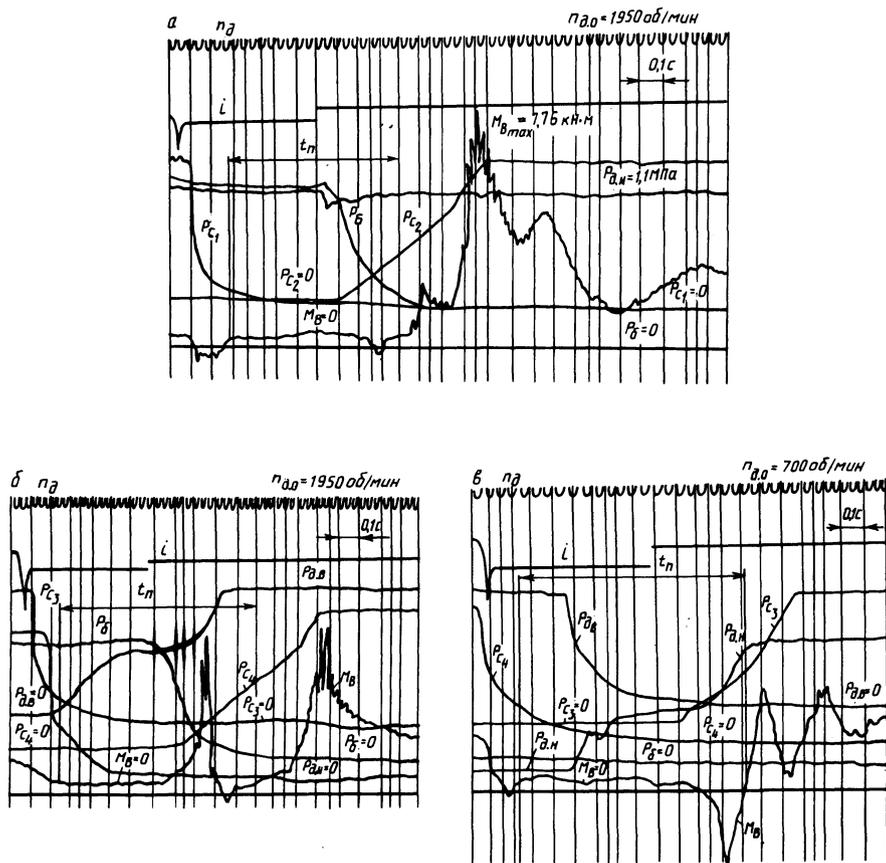


Рис. 1. Осциллограммы переходных процессов в трансмиссии при переключении передач автомобиля:

а – со II на III ступень; б – с III на IV ступень; в – с IV на III ступень;  $n_d$  – частота вращения вала двигателя;  $M_B$  – динамический момент на карданном валу;  $P_{д,н}$ ,  $P_{д,в}$ ,  $P_{с,к}$ ,  $P_б$  – давление на входе фрикционов переключения низшего и высшего диапазонов, фрикционов соответствующих ступеней, блокировки гидротрансформатора;  $i$  – линия фиксации момента замыкания цепи электромагнита включения ступени

рис. 1, в) первый пик этого момента имеет отрицательное значение. Абсолютное значение максимальных динамических моментов практически одинаково и достигает 5...5,6 кН·м, что превышает уровень нагрузок, возникающих на валу при трогании автомобиля с места на III–IV ступенях. Причиной появления первого пика момента является предварительная блокировка диапазона фрикциона, в результате которой происходит затормаживание масс промежуточного вала с шестернями и масс выключаемого фрикциона переключения ступеней. Пиковые моменты при переключении передач снизу вверх чередуются через 0,4...0,6 с, а сверху вниз – 0,2...0,4 с, что отмечается в ГМП автомобиля БелАЗ.

Полученные значения продолжительности разрыва потока мощности ГМП МоАЗ были использованы для оценки динамической и тепловой нагруженности элементов трансмиссии при реверсивном переключении передач. Известно, что ГМП рассмотренного типа, выполненные по схеме 4 × 4, используются в трансмиссиях подземных автопоездов и автопогрузчиков. Для последних реверсивное движение является наиболее характерным режимом работы, который сравнительно мало изучен. Нами ставилась задача сравнения показателей качества переходных процессов при реверсивном переключении передач без остановки машины с показателями, определенными при трогании автомобиля с места и обычном прямом переключении передач [ 1, 2 ]. При этом параметры динамической системы машинного агрегата соответствовали параметрам автопоезда МоАЗ-6401, а для оценки полученных данных использовались ранее принятые показатели. Расчеты производились на ЭВМ для наиболее тяжелых режимов: реверсивного переключения передач одной ступени. Результаты исследований представлены в табл. 1.

Из данных, приведенных в таблице, следует, что максимальные температуры нагрева стальных  $v_{стmax}$  и металлокерамических  $v_{мкmax}$  дисков могут превышать допустимую температуру сгорания (160...180 °С) масляной пленки на поверхности трения. Во всех рассмотренных случаях наблюдались более высокие температуры дисков (на 10...40 %), чем при включении фрикционов при трогании автомобиля с места. Несмотря на увеличение продолжительно-

Табл. 1. Показатели качества переходных процессов в трансмиссии при реверсивном переключении передач

Передачи	$t_{б}, c$	$M_{вmax}, кН·м$	$M_{птmax}, кН·м$	$\theta_{удmax}, кВт/м^2$	$v_{стmax}, ^\circ C$	$v_{мкmax}, ^\circ C$
I–I	0,31	6,21	10,72	1996	148	136
II–II	0,42	6,34	10,86	2515	168	145
III–III	0,75	6,19	10,05	3184	197	192
IV–IV	0,88	2,96	5,45	3085	181	176

сти буксования  $t_b$ , значительно возрастают максимальный удельный тепловой поток  $\theta_{удтах}$  и пиковые динамические моменты на выходном валу ГМП  $M_{втах}$  и полуосях  $M_{птах}$ . Только при переключении передач с четвертой прямого хода на четвертую заднего динамическая нагруженность трансмиссии соответствует нагрузкам, полученным при трогании автомобиля. В других случаях  $M_{втах}$  и  $M_{птах}$  возрастают в 1,5...2 раза. При реверсировании на третьих и четвертых передачах возникает явление противовращения гидротрансформатора [3, 4], приводящее к увеличению времени буксования фрикциона и ухудшению ряда показателей качества переходных процессов в трансмиссии.

Таким образом, при доводке многовалных реверсивных ГМП автомобилей для улучшения их динамических свойств исследовательские работы необходимо вести в направлении создания систем управления скоростным и нагрузочным режимами работы машинного агрегата при переключении передач, например принудительным снижением скорости движения с применением тормозов (патент США 3876033), установкой модулирующей фрикционной муфты (патент США 3896910) и т. д.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности / Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк // Автомоб. пром-сть. — 1982. — № 7. — С. 15—17. 2. Сидоров Н.А., Самарцев С.Б., Филиппова Н.Н. Исследование переходных процессов при переключении передач в автопоезде МоАЗ-6401 // Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. — М., 1982. — № 2. — С. 30—32. 3. Бриммер А.А., Каракос Л.И. Исследование переходных процессов в гидромеханическом приводе хода большегрузного фронтального погрузчика // Тр. МАДИ. Методы анализа гидро- и пневмосистем. — М., 1983. — С. 133—136. 4. Нарбут А.Н. Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин // Автомоб. пром-сть. — 1974. — № 7. — С. 24—26.

УДК 629.113.2-587

А.Ф. АНДРЕЕВ, В.В. ВАНЦЕВИЧ,  
А.Х. ЛЕФАРОВ, Л.М. ЛУКЕРЧИК, В.Г. ЕРМАЛЕНКО

#### ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПРИВОДЕ МОСТОВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

При проектировании мобильных энергетических средств (МЭС) тягово-приводной концепции на базе полноприводного трактора и дополнительного ведущего моста (технологического модуля) возникает ряд проблем. Одна из них — выбор схемы привода мостов, обуславливающей эксплуатационные свойства МЭС: тягово-сцепные, поворачиваемость, устойчивость и др. Так, например, на основе метода оптимизационного синтеза показано [1], что в зоне эксплуатационных тяговых нагрузок КПД ходовой системы МЭС с колесной формулой 6К6 максимален при условии равенства теоретических скоростей  $v_{тi}$  колес мостов. С целью автоматизации подключения и отключения дополнительных мостов с помощью муфт свободного хода (МСХ) возникает необходимость введения кинематического несоответствия  $m'_H$  в приводе мостов. Ес-

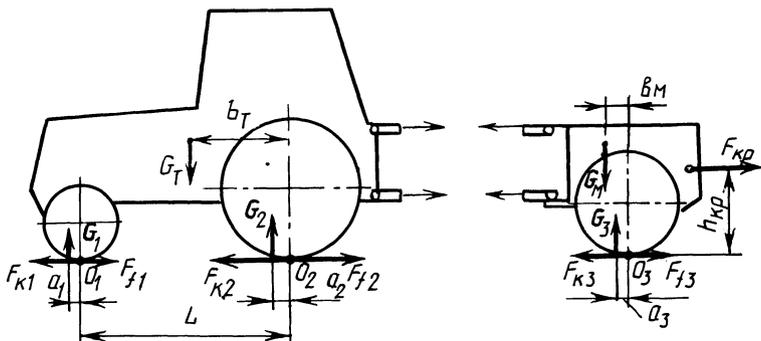


Рис. 1. Расчетная схема МЭС

ли для тракторов с колесной формулой 4К4 кинематическое несоответствие в приводе мостов обосновано, для МЭС с тремя и более ведущими мостами обоснование  $m_{нi}$  в приводах дополнительных мостов и последовательность их подключения отсутствуют.

Цель данной работы — исследовать влияние кинематического несоответствия в приводе мостов на тягово-сцепные свойства МЭС с колесной формулой 6К6 и обосновать последовательность подключения переднего моста трактора и технологического модуля.

На рис. 1 показана расчетная схема МЭС на базе трактора 4К4 и технологического модуля с заблокированным приводом всех трех мостов. Причем колеса модуля приводятся в движение от синхронного вала отбора мощности трактора.

Уравнение тягового баланса МЭС для равномерного прямолинейного движения имеет вид:

$$\sum_{i=1}^3 F_{ki} = \sum_{i=1}^3 F_{fi} + F_{kp} = \sum_{i=1}^3 f_i G_i + F_{kp}, \quad (1)$$

где  $F_{ki}$  — сила тяги колес  $i$ -го моста;  $F_{fi}$ ,  $G_i$ ,  $f_i$  — соответственно сила сопротивления качению, нормальная нагрузка и коэффициент сопротивления качению колес  $i$ -го моста;  $F_{kp}$  — тяговая нагрузка.

Примем, что сила тяги  $F_{ki}$  моста связана экспоненциальной зависимостью с буксованием  $\delta_i$  его колес:

$$F_{ki} = \varphi_i G_i [1 - \exp(-K_i |\delta_i|)] \operatorname{sgn} \delta_i, \quad (2)$$

где  $\varphi_i$ ,  $K_i$  — эмпирические коэффициенты.

Буксование  $\delta_i$  связано с кинематическим несоответствием  $m_{ни}$  и буксованием трактора (относительной потерей скорости)  $\delta_a$  зависимостью [3]:

$$\delta_i = m_{ни} + \delta_a (1 - m_{ни}), \quad (3)$$

где

$$m_{ни} = 1 - (u_i \sum_{i=1}^3 K_i r_{ki} / u_i) / (r_{ki} \sum_{i=1}^3 K_i);$$

$K_i$  — коэффициент тангенциальной жесткости;  $r_{ki}$  — радиус качения колес моста в ведомом режиме;  $u_i$  — передаточное число участка трансмиссий от вала раздаточного редуктора до колес  $i$ -го моста.

Тяговый КПД МЭС

$$\eta_T = \eta_{к.п} F_{кр} / \left[ \sum_{i=1}^3 \frac{F_{ki}}{(1 - \delta_i) \eta_i^k} \right], \quad (4)$$

где  $\kappa = \text{sgn} \delta_i$ ;  $\eta_{к.п}$  — механический КПД коробки передач;  $\eta_i$  — механический КПД передачи от вторичного вала коробки передач до ведущих колес  $i$ -го моста.

Как видно из формул (2)–(4), кинематическое несоответствие в приводе мостов МЭС оказывает влияние на тяговые силы и буксование колес, от которых зависит  $\eta_T$ . Изменяя  $u_i$ ,  $r_{ki}$  и  $K_i$ , можно изменять  $m_{hi}$ , а значит и  $\eta_T$ .

Для ведения расчетов по приведенным зависимостям выполним некоторые их преобразования. Подставим формулы (2) и (3) в формулу (1) и полученную зависимость приведем к виду

$$\delta_a = \frac{m_{h2}}{1 - m_{h2}} - \frac{1}{K_2} \ln \left( 1 + \frac{F_{k1} + F_{k3}}{\varphi_2 G_2} \right). \quad (5)$$

Нормальные нагрузки мостов определим при условии, что распределитель навесной системы трактора установлен в "плавающее" положение, а тяги механизма навески параллельны опорному основанию. В этом случае перераспределение нормальных нагрузок происходит только между мостами трактора:

$$G_1 = \frac{G_T b_T - f_2 G_T r_2 - f_3 G_M r_3 + G_M b_M - F_{кр} h_{кр}}{L + f_1 r_1 - f_2 r_2}; \quad (6)$$

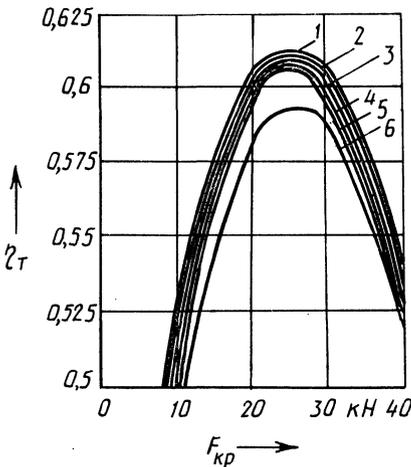


Рис. 2. Зависимость тягового КПД мобильного энергетического средства от соотношения

$v_{Ti}$ :

$$1 - v_{T1} = v_{T2} = v_{T3}; \quad 2 - v_{T2} = v_{T3} > v_{T1};$$

$$3 - v_{T2} > v_{T3} > v_{T1}; \quad 4 - v_{T2} > v_{T3} = v_{T1};$$

$$5 - v_{T3} > v_{T2} > v_{T1}; \quad 6 - v_{T2} > v_{T1} > v_{T3}.$$

$$G_2 = \frac{G_T(L - b_T) + f_1 G_T r_1 + f_3 G_M r_3 - G_M b_M + F_{кр} h_{кр}}{L + f_1 r_1 - f_2 r_2} \quad (7)$$

Расчеты выполнялись для МЭС, работающего на поле, которое предназначалось под посев. Масса трактора принималась равной 5,175 т, модуля — 1,9 т. Результаты расчетов приведены на рис. 2. Максимальные значения  $\eta_T$  получены при выполнении условий

$$v_{T1} = v_{T2} = v_{T3} \text{ или } r_{K1}/u_1 = r_{K2}/u_2 = r_{K3}/u_3 \quad (8)$$

Изменение передаточных чисел  $u_i$  ведет к неравенству  $v_{Ti}$  и снижению тягового КПД.

Из рассмотренных вариантов, когда не соблюдается равенство (8), максимальное значение  $\eta_T$  получается при  $v_{T2} = v_{T3} > v_{T1}$ . Введение МСХ в привод передних колес обеспечивает их автоматическое подключение и отключение. Если обеспечить соотношение  $v_{T2} > v_{T3} > v_{T1}$ , при котором с помощью одной МСХ подключаются колеса модуля, а с помощью второй — передние колеса трактора,  $\eta_T$  несколько уменьшится, но будет больше, чем при других соотношениях  $v_{Ti}$ .

Наихудшие тяговые свойства будет иметь МЭС при  $v_{T2} > v_{T1} > v_{T3}$ , когда первыми подключаются передние колеса трактора, а затем колеса модуля. При остальных сочетаниях  $v_{Ti}$  тяговый КПД имеет промежуточные значения.

Таким образом, проведенные исследования позволили оценить влияние конструктивного кинематического несоответствия на тяговые свойства МЭС с колесной формулой 6К6 и обосновать последовательность подключения переднего моста трактора и модуля. Последнее может быть достигнуто, например, путем соответствующего изменения передаточных чисел в приводе мостов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Исследование тяговых свойств трактора типа 6К6 // Автотракторостроение. — 1984. — Вып. 19. — С. 73–77.
2. О затратах мощности в двигателе полноприводных колесных тракторов / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров, С.И. Стригунов // Тракторы и сельхозмашины. — 1983. — № 12. — С. 8–10.

УДК 629-114.202-592

Н.В. БОГДАН

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Вспомогательная тормозная система (ВТС) многозвенного автотракторного поезда должна обладать не только достаточно высокой эффективностью, но и обеспечивать устойчивое движение звеньев поезда. Сложность такой тормозной системы заключается в необходимости согласования работы двух принципиально различных тормозных систем моторного тормоза-замедлителя

и рабочих тормозов как в неустановившейся фазе торможения, обеспечивая синхронность работы тормозных систем, так и в установившейся, регулируя тормозные силы прицепных звеньев в зависимости от их загрузки и эффективности торможения тягача моторным тормозом-замедлителем.

Совершенствование ВТС должно идти по направлению автоматизации процесса выбора оптимального режима работы моторного тормоза-замедлителя и рабочих тормозов. В связи с этим необходимо, чтобы плавность торможения тракторного поезда моторным тормозом-замедлителем регулировалась водителем; ВТС обеспечивала синхронное торможение моторным тормозом-замедлителем и рабочей тормозной системой прицепных звеньев и быстродействие привода управления; тормозные силы прицепных звеньев автотракторного поезда регулировались с целью согласованного торможения тягача и прицепов; автоматически регулировались параметры эффективности торможения моторным тормозом-замедлителем и рабочими тормозами тягача при совместной их работе до предельной интенсивности торможения.

Выполнение вышеуказанных требований обеспечивается применением следящего электропневматического привода с электронными автоматическими устройствами. Он может создаваться на базе существующего пневматического привода или на основе принципиально нового привода модульного типа. Для управления рабочей тормозной системой многозвенного автотракторного поезда созданы опытные конструкции одно- и двухпроводных электропневматических приводов на основе серийного пневматического привода, результаты исследований которого приведены в работе [ 1 ]. Модульный принцип построения следящего электропневматического привода предполагает унификацию пневмоаппаратов тормозного привода на базе электроклапанов, которые управляются электронным блоком. Необходимая информация на электронный блок (ЭБ) поступает от датчиков, которые регистрируют изменение эффективности торможения, загрузку транспортного средства и изменение давления в пневмоприводе.

Эффективность торможения моторным тормозом зависит от характеристики двигателя и противодавления в выпускном трубопроводе. Как показали исследования, превалирующим фактором, влияющим на тормозной момент двигателя, является противодавление в выпускном трубопроводе, которое зависит от частоты вращения двигателя и степени перекрытия заслонкой выпускного трубопровода. Следовательно, для осуществления плавного процесса торможения тягача необходимо, чтобы водитель мог регулировать противодавление в выпускном трубопроводе независимо от частоты вращения двигателя. Это достигается использованием дополнительной системы управления, электроклапаном которой, управляемым ЭБ, регулируется давление в выпускном трубопроводе двигателя в зависимости от изменения давления в следящем приводе управления моторного тормоза-замедлителя.

Синхронное торможение и согласованная работа моторного тормоза-замедлителя и рабочей тормозной системы прицепных звеньев обеспечиваются электропневматическим приводом, который выполнен на базе серийного привода (рис. 1). При воздействии водителя на следящий клапан 8 происходит включение моторного тормоза-замедлителя тягача, т. е. включение подачи топлива и перекрытие заслонкой 10 выпускного трубопровода двигателя. Одновременно электрический сигнал от датчика давления 9 поступает на ЭБ.

Обратной связью системы являются электрические сигналы, поступающие от датчика давления 6, установленного в исполнительной магистрали пневмопривода тормозов прицепа.

Электронный блок при рассогласовании поступивших сигналов вырабатывает электрический сигнал и подает его на модулятор, содержащий электроклапаны 3 и 4, которые займут верхнее положение. Управляющая магистраль пневмопривода запирается электроклапаном 3, а полость воздухораспределителя 5 соединяется электроклапаном 4 с атмосферой. Воздухораспределитель 2 соединяет ресивер с тормозными камерами, и происходит торможение прицепа. Давление в тормозных камерах возрастает до тех пор, пока электрические сигналы, поступающие от датчиков 6 и 9 на электронный блок, не уравняются. В этом случае электронный блок прекратит подачу электрического сигнала на электроклапан 4 и он займет нижнее положение. Давление в тормозных камерах стабилизируется. При оттормаживании электроклапаны 3 и 4 будут находиться в нижнем положении, что приведет к снижению давления в тормозных камерах. Таким образом, пропорционально изменению давления в магистрали управления моторным тормозом будет изменяться давление в исполнительном приводе тормозов прицепа. Регулирование тормозных сил на оси прицепа в зависимости от нагрузки осуществляется механическим регулятором 7.

Рассмотренный следящий электропневматический тормозной привод выполнен на основе серийного пневматического и обеспечивает быстрое срабатывание тормозов прицепа при работе тормозной системы тягача. Повышение быстродействия тормозов прицепа и улучшение синхронности торможения звеньев поезда достигается тем, что управление воздухораспределителем 5 осуществляется не только тормозным краном 1, но и от датчика 2 хода тормозной педали.

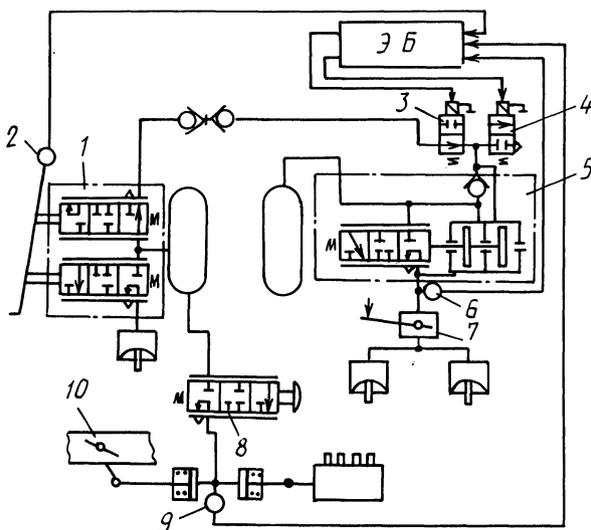


Рис. 1. Схема электропневматического управления автотракторным поездом

При совместной работе моторного тормоза-замедлителя и рабочей тормозной системы тягача водитель не в состоянии оценить предел интенсивности торможения рабочей тормозной системой, при которой целесообразно совместное торможение. Для повышения его эффективности необходимо, чтобы двигатель автоматически выключался, когда он снижает эффективность рабочей тормозной системы. Следовательно, необходима система автоматического управления, в основе которой должен быть ЭБ, работающий по определенному алгоритму. Информация на ЭБ должна поступать от датчиков, регистрирующих эффективность работы моторного тормоза-замедлителя (датчик частоты вращения двигателя или момента выходного вала трансмиссии) и рабочей тормозной системы (датчик давления в тормозной камере тягача). В зависимости от полученной информации ЭБ двигатель включается в тормозной режим или выключается. Для запуска двигателя тормозная система должна автоматически выключать моторный тормоз-замедлитель при значительном снижении частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, на основе применения электронных автоматических устройств можно создать следящую ВТС автотракторного поезда, обеспечивающую плавное изменение эффективности работы моторного тормоза-замедлителя, регулирование его согласованной работы и рабочей тормозной системы прицепов как в неустановившейся, так и в установившейся фазе торможения, а также автоматическое управление совместной работой моторного тормоза-замедлителя и рабочей тормозной системы тягача.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Богдан Н.В., Саркисян Э.В., Хиральдо Л. Экспериментальные исследования следящего электропневматического тормозного привода, управляемого устройствами сравнения // Автотракторостроение: Теория и конструирование. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 86–88.

УДК 629.114.4

В.П. БОЙКОВ

### ВЛИЯНИЕ АСИММЕТРИЧНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРА ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ НА ЕГО КОЛЕБАНИЯ

В подвесках мобильных машин наибольшее распространение получили гидравлические телескопические амортизаторы двустороннего действия. Обычно коэффициент сопротивления амортизатора при ходе сжатия меньше, чем при ходе отбоя:  $k_{сж} = (0,1 - 0,25)k_{от}$  [1].

Асимметричную характеристику имеет амортизатор подвески сиденья водителя тракторов "Кировец" [2]. В ряде работ [3–5] предлагается симметричная характеристика сопротивления амортизатора подвески сиденья  $k_{сж} = k_{от}$ . Было проведено исследование влияния асимметричности характеристики амортизатора на параметры колебаний сиденья с линейным упругим элементом в подвеске колесного трактора К-701М. Схема трактора, математи-

ческая модель его колебаний и исходные данные для расчета приведены в работе [6]. Расчет проводился при изменении частоты собственных колебаний сиденья от 0,5 до 1,5 Гц (что соответствует жесткости подвески 0,83 ... 7,47 кН/м при поддресоренной массе 84 кг), относительного демпфирования в подвеске до 1,2 и скорости движения трактора 2...8 м/с. Расчеты проводились при фиксированном относительном демпфировании, которому соответствует среднее значение коэффициента сопротивления  $k_{cp}$  для пяти вариантов характеристики амортизатора: 1)  $k_{сж} = 0, k_{от} = 2k_{cp}$ ; 2)  $k_{сж} = 0,6k_{cp}, k_{от} = 1,4k_{cp}$ ; 3)  $k_{сж} = k_{от} = k_{cp}$ ; 4)  $k_{сж} = 1,4k_{cp}, k_{от} = 0,6k_{cp}$ ; 5)  $k_{сж} = 2k_{cp}, k_{от} = 0$ .

На рис. 1–3 представлены результаты расчетов параметров колебаний сиденья для  $f_0 = 1$  Гц при движении трактора по грунтовой дороге, имеющей неровности со среднеквадратической высотой 2,12 см, со скоростью 6 м/с. Среднеквадратическое значение вертикальных ускорений на сидении водителя при относительном демпфировании  $\psi = 0,2$  ( $k_{cp} = 0,21$  кН · с/м) минимально (рис. 1, кривая 5). На рисунке изображена зависимость для одного варианта, так как среднеквадратические значения ускорений  $\sigma_z^c$  практически не зависят от асимметричности характеристики амортизатора. Тот же результат был получен и при изменении частоты собственных колебаний сиденья (табл. 1).

В октавных полосах частот влияние асимметричности характеристики амортизатора проявляется следующим образом: при симметричной характеристике в первой (при больших значениях относительного демпфирования) и во второй октавах среднеквадратические значения ускорений несколько больше, а в третьей — меньше (при  $\psi \leq 0,5$  более чем в 2 раза), чем при двух вариантах односторонней характеристики.

Изменение среднеквадратических значений результирующей силы, действующей на сиденье (рис. 1, кривая 1), аналогично изменению  $\sigma_z^c$ . Составляющие результирующей силы экстремума не имеют: сила сопротивления амортизатора с увеличением относительного демпфирования возрастает, хотя при этом и происходит уменьшение скорости деформации подвески сиденья (рис. 1, кривая 4), а упругая составляющая снижается, так как уменьшаются прогибы подвески. Влияние асимметричности характеристики амортизатора на среднеквадратические значения силы его сопротивления является незначи-

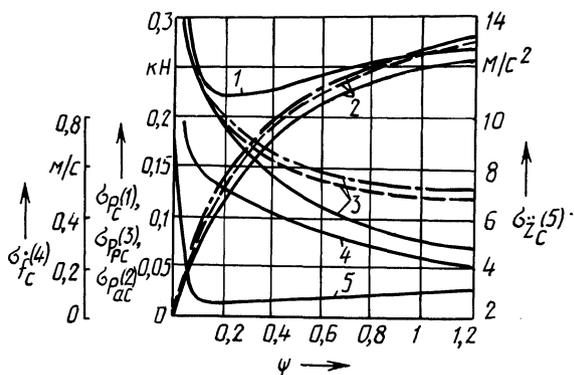


Рис. 1. Зависимость среднеквадратических значений результирующей (1), демпфирующей (2), упругой (3) сил, действующих на сиденье, скорости деформации подвески (4) и вертикальных ускорений сиденья (5) от относительного демпфирования:

—  $k_{сж} = k_{от}$ ; - - -  $k_{сж} = 0$ ; - · - · -  $k_{от} = 0$

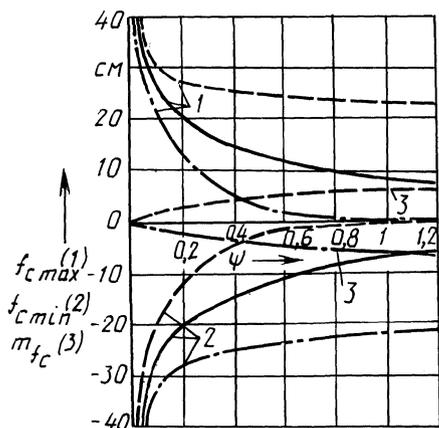


Рис. 2. Зависимость максимальных (1), минимальных (2) и средних (3) значений деформации подвески сиденья от относительного демпфирования (обозначения см. на рис. 1)

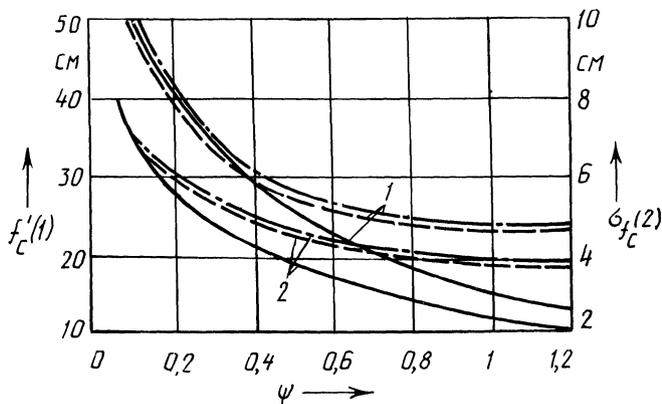


Рис. 3. Зависимость размахов (1) и среднеквадратических значений (2) деформации подвески сиденья от относительного демпфирования (обозначения см. на рис. 1)

тельным (рис. 1, кривые 2). Характер изменения параметров деформации подвески сиденья при этом показан на рис. 2, 3. На рис. 2 положительные значения  $f_c$  соответствуют ходу сжатия, отрицательные — ходу отбоя.

При увеличении относительного демпфирования максимальные, минимальные, среднеквадратические значения и размах деформаций подвески сиденья уменьшаются, средние значения — возрастают. При симметричной характеристике амортизатора максимальные значения на ходах сжатия и отбоя примерно равны, а средние — близки к нулю. При односторонней характеристике с  $k_{сж} = 0$  максимальные значения  $f_c$  увеличиваются, а минимальные с увеличением относительного демпфирования приближаются к нулю. Средние значения при этом положительны, т. е. подвеска находится в состоянии сжатия, превышающего статическое. При противоположной характеристике наблюдается обратная картина, а при асимметричной происходит изменение положения динамического равновесия подвески и увеличение среднеквадратических значений (при  $\psi \geq 0,2$ ) и размаха (при  $\psi \geq 0,4$ ) деформаций подвески сиденья. Кривые изменения рассматриваемых параметров при асимметричности двусторонней

Табл. 1. Среднеквадратические значения ускорений на сиденье водителя

Относительное демпфирование	Вариант характеристики амортизатора	Среднеквадратические значения ускорений ( $m/c^2$ ) в зависимости от частоты собственных колебаний сиденья, Гц					
		0,5		1,0		1,5	
		Диапазон частот, Гц					
		до 22,4	0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	до 22,4	до 22,4
0,2	1	0,67	1,41	2,04	0,58	2,60	6,92
	3	0,62	1,43	2,16	0,24	2,61	6,97
	5	0,66	1,46	2,05	0,55	2,62	6,91
0,4	1	1,05	1,11	2,21	0,90	2,67	4,68
	3	0,98	1,11	2,42	0,41	2,70	4,70
	5	1,04	1,18	2,20	0,85	2,68	4,65
0,7	1	1,55	1,03	2,40	1,10	2,90	3,82
	3	1,50	1,22	2,60	0,65	2,97	3,83
	5	1,54	1,09	2,39	1,05	2,89	3,79
1,2	1	2,11	1,03	2,58	1,22	3,15	3,68
	3	2,13	1,21	2,80	0,97	3,23	3,72
	5	2,10	1,08	2,55	1,16	3,11	3,65

характеристики располагаются в зонах между приведенными зависимостями. Как показали расчеты, с уменьшением жесткости подвески или увеличением относительного демпфирования, скорости движения, высоты неровностей, асимметричности характеристики амортизатора изменения ускорений в октавных полосах частот и параметров деформации подвески сиденья возрастают при значениях относительного демпфирования, превышающих соответствующие минимальные значения  $\sigma_z^c$ . При небольшой жесткости подвески и характеристике амортизатора, приближающейся к односторонней, даже при увеличении относительного демпфирования происходит рост деформации подвески сиденья (табл. 2).

Таким образом, при среднем значении коэффициента сопротивления амортизатора, обеспечивающем минимальное значение в конкретных дорожных условиях, асимметричность его характеристики  $\sigma_z^c$  не оказывает заметного влияния на  $\sigma_z^c$  и деформации подвески. Однако при существующей тенденции к снижению частоты собственных колебаний сиденья такое значение коэффициента сопротивления обуславливает большие деформации подвески. Поэтому на практике приходится повышать коэффициент сопротивления амортизатора подвески. При этом чем больше асимметричность характеристики амортизатора, тем больше будет и среднее значение коэффициента сопротивления, при котором обеспечивается заданный ход сиденья, а следовательно, и ускорения, передаваемые водителю.

На основании изложенного можно сделать вывод о целесообразности при-

Табл. 2. Параметры деформации подвески сиденья водителя

Параметр	Частота собствен- ных коле- баний си- денья, Гц	Значения параметров деформации (см) при относительном демпфировании														
		0,2			0,4			0,7			1,2					
		Вариант характеристики амортизатора														
		1	3	5	1	3	5	1	2	3	4	5	1	3	5	
Среднеквад- ратическое значение	0,5	4,9	4,1	4,6	5,5	3,8	5,3	6,3	—	3,5	—	6,2	7,7	2,9	7,5	
	1,0	5,9	5,7	5,9	4,8	4,3	4,9	4	3,3	3,1	3,4	4,1	3,6	2	3,7	
	1,5	7,3	7,2	7,4	4,4	4	4,4	2,8	—	2,1	—	2,9	2,3	1,4	2,4	
Среднее значе- ние	0,5	3,9	0	-3,9	7,4	0	-7,4	11,1	—	0	—	-12,5	17,5	0	-17,1	
	1,5	2,4	0	-2,5	2,8	0	-2,9	3,3	—	0	—	-3,3	3,6	0	-3,6	
Максимальное	0,5	25,5	14,3	7	33	12,9	2,4	40	—	11,1	—	1	48,5	9,5	0	
	1,5	31,7	23,8	17,3	23	13,7	6	16,8	—	7,3	—	0,7	14,4	5	0,2	
Минимальное значение	0,5	-7,6	-14	-21,8	-4	-12,3	-30,5	-0,9	—	-9,5	—	-38,2	0	-8,5	-46	
	1,5	-16,2	-23,2	-31,7	-5,2	-12,4	-21,5	1,1	—	-6,3	—	-16,2	-0,1	-4,2	-14	

менения в подвесках сидений двусторонних амортизаторов с симметричной характеристикой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. — Минск, 1986. — 208 с. 2. Теория и расчет трактора "Кировец" / Под ред. А.В. Бойкова. — Л., 1980. — 208 с. 3. Исследование влияния параметров поддрессоривания сиденья на колебания водителя /А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.М. Беляев, Н.Н. Веремеев // Автотракторостроение. — Минск, 1979. — Вып. 12. — С. 112—118. 4. Михайлов В.Г. Исследование системы поддрессоривания сиденья водителя грузового автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1982. — 16 с. 5. Дербаремдикер А.Д., Степанов И.С., Ванслов Ю.А. Исследование систем поддрессоривания сидений водителя в стендовых и дорожных условиях // Вопр. расчета, конструирования и исслед. автомобиля. — М., 1975. — Вып. 6. — С. 154—171. 6. Бойков В.П. Влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 56—60.

УДК 629.114.3-592

Ю.М. ЖУКОВСКИЙ, А.С. ПОВАРЕХО

### АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ИНЕРЦИОННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Важнейшими преимуществами стендовых испытаний перед дорожными являются возможность легкой автоматизации циклов торможений, сокращение времени и материальных затрат на проведение эксперимента, постоянство условий проведения опытов, безопасность и т. д. Круг вопросов, решение которых возможно при лабораторных испытаниях, определяется в основном техническими возможностями стендового оборудования.

Комплексные исследования [1—4] тормозных механизмов тракторов "Беларусь" были проведены на инерционном тормозном стенде [5] Минского тракторного завода, который был усовершенствован авторами данной работы.

Принцип испытаний заключался в периодических разгонах инерционных масс стенда до угловой скорости 68 рад/с, что соответствует угловой скорости вращения полуосевой шестерни конечной передачи трактора при скорости его движения 9,27 м/с с последующим торможением инерционных масс испытуемым тормозным механизмом. С целью имитации реальных условий работы, характеризующихся обдувом механизма воздушным потоком, который возникает при движении трактора, тормозной механизм охлаждался воздушным вентилятором. Подача вентилятора была подобрана экспериментально по кривым охлаждения, полученным при дорожных испытаниях тормозных механизмов. Изменение подачи вентилятора осуществлялось за счет изменения углов атаки лопастей его крыльчатки. С целью сокращения времени испытаний тормозных механизмов на долговечность производилось принудительное охлаждение тормозных механизмов сжатым воздухом по оригинальной схеме [6].

Для испытаний тормозных механизмов с пневматическим приводом стенд был переоборудован. Схема переоборудованного стенда изображена на рис. 1.

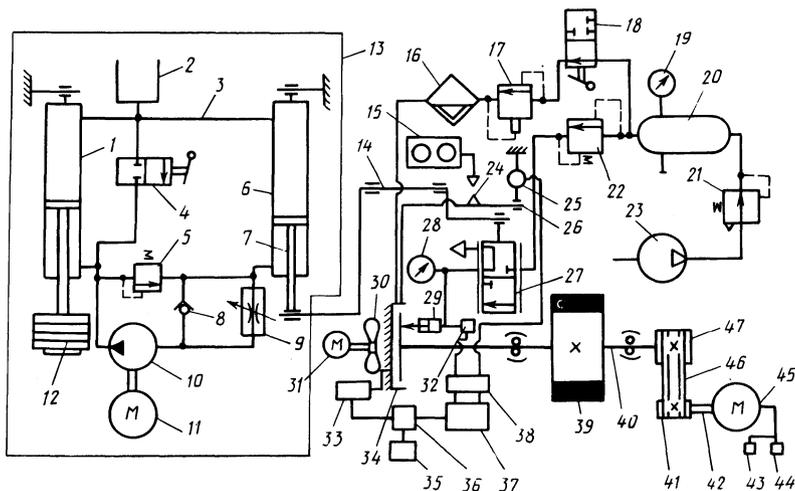


Рис. 1. Принципиальная схема автоматизированного стенда для испытания тормозных механизмов

Инерционные массы 39 установлены на валу 40, на одном конце которого находится тормозной механизм 34, а на другом — ведомый шкив 47, связанный клиноременной передачей 46 с ведущим шкивом 41, который расположен на валу 42 приводного электродвигателя 45. Нагружающее устройство 13 соединено штоком 7 рабочего гидроцилиндра 6 с управляющим звеном 14, связанным с тормозным краном 27. Бесштоковая полость гидроцилиндра 6 соединена с бесштоковой полостью дополнительного гидроцилиндра 1 трубопроводом 3, а штоковая — через обратный клапан 8, регулируемый дроссель 9, предохранительный клапан 5 и насос 10, приводимый в движение электродвигателем 11, — со штоковой полостью гидроцилиндра 1, шток которого нагружен грузом 12. Штоковая и бесштоковая полости дополнительного гидроцилиндра 1 соединены с резервуаром 2 трубопроводом, на котором расположен кран 4. Сжатый воздух от компрессора 23 через регулятор давления 21 поступает в ресивер 20, давление в котором контролируется по манометру 19. Ресивер 20 связан через дифференциальный клапан 22 и тормозной кран 27 с тормозной камерой 29 тормозного механизма 34, давление в которой контролируется манометром 28. Перед тормозным механизмом 34 установлен воздушный вентилятор с крыльчаткой 30, соединенной с электродвигателем 31. Ресивер 20 соединен с внутренней полостью тормозного механизма 34 через кран 18, пневмоклапан соотношения давлений 17 и влагомаслоотделитель 16. С качающимся рычагом 26 стенда связаны тензометрическое звено 25 и контактный выключатель 24 электрического счетчика импульсов 15. В металлических элементах пар трения тормозного механизма 34 установлены термомпары 33, которые через пульт управления 36 соединены с прибором визуального контроля 35 и осциллографом 37, который в свою очередь соединен через усилитель 38 с тензометрическим звеном 25 и датчиком давления 32, установленным в тормозной камере 29.

Стенд работает следующим образом. Для растормаживания испытуемого

тормозного механизма 34 включается электродвигатель 11, приводящий в действие насос 10, который перекачивает масло из штоковой полости рабочего гидроцилиндра 6 через обратный клапан 8 в штоковую полость дополнительного гидроцилиндра 1. Шток последнего поднимает груз 12 на заданную высоту. При этом на то же расстояние перемещается шток рабочего гидроцилиндра 6, который через управляющее звено 14 перемещает клапан тормозного крана 27, вследствие чего тормозная камера 29 соединяется с атмосферой и тормозной механизм выключается. После этого включается электродвигатель 45, разгоняющий инерционные массы 39. Для торможения инерционных масс после их разгона одновременно выключаются электродвигатели 45 и 11.

Поршень дополнительного гидроцилиндра 1 под действием поднятого груза 12 перемещает масло через насос 10 и дроссель 9 в штоковую полость рабочего гидроцилиндра 6. При этом его шток перемещается на заданный ход с определенным темпом. Управляющее звено 14 перемещает клапан тормозного крана 27, вследствие чего тормозная камера 29 соединяется с ресивером 20 и происходит торможение. Ход управляющего звена 14 регулируется краном 4, а темп включения тормозного механизма 34 – регулируемым дросселем 9.

Имитация естественного охлаждения тормозного механизма осуществляется крыльчаткой 30 воздушного вентилятора. Принудительное охлаждение производится посредством обдува фрикционных элементов тормозного механизма сжатым воздухом по следующей схеме. Сжатый воздух из ресивера 20 поступает в пропорциональный клапан 17, где происходит снижение его давления с 0,3...0,6 до 0,04...0,08 МПа. При этом воздух расширяется, происходит его охлаждение и конденсация находящихся в нем паров воды и масла. Образующийся конденсат удаляется влагомаслоотделителем 16. Затем обезвоженный и очищенный от масла воздух поступает во внутреннюю полость тормозного механизма 34. При этом происходит обдув воздухом фрикционных пар, их охлаждение и удаление продуктов изнашивания. Незначительное расширение воздуха в полости тормозного механизма не вызывает образования конденсата, что создает благоприятные условия для работы механизма [6].

Применение системы принудительного охлаждения закрытых тормозных механизмов обеспечило существенное сокращение продолжительности проведения ресурсных испытаний. Так, например, обусловленный температурными ограничениями промежутков времени между последовательными циклами торможений при расходе воздуха 7,2 дм<sup>3</sup>/с удалось сократить с 5 до 2 мин, т. е. в 2,5 раза.

Стенд может работать как в режиме внешнего управления, так и в автоматическом. В последнем случае с помощью электрических реле 43 и 44 задается время разгона инерционных масс 39 и между циклами торможений.

Комплексные испытания тормозных механизмов на стенде позволили определить их основные характеристики, выбрать фрикционные материалы пар трения, исследовать тепловые режимы работы при повторно-кратковременных торможениях, определить долговечность и характер изнашивания элементов фрикционных пар, исследовать стабильность выходных параметров тормозных механизмов при различных температурах пар трения и выявить характер термических и механических повреждений деталей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Жуковский Ю.М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1980. — 24 с.
2. Жуковский Ю.М. Исследование работы различных фрикционных материалов в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82 // Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — Минск, 1979. — Вып. 13. — С. 77–82.
3. Жуковский Ю.М., Стринадко В.П. Определение коэффициента трения в тормозных механизмах тракторов "Беларусь" МТЗ-50/80 // Автотракторостроение: Автоматизирован. системы упр. мобильными машинами. — Минск, 1980. — Вып. 14. — С. 80–84.
4. Жуковский Ю.М. Расчет тепловых режимов работы тормозных механизмов тракторов // Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — Минск, 1980. — Вып. 15. — С. 111–116.
5. А. с. № 383643 (СССР). Инерционный стенд для испытания тормозов транспортного средства / В.П. Стринадко.
6. А. с. № 724372 (СССР). Устройство для охлаждения тормозов автомобилей / В.В. Гуськов, Ю.М. Жуковский, А.С. Поварехо и др.

УДК 629.114.3-0.73

П.В. ЗЕЛЕНЬИ

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ БОКОВОЙ РЕАКЦИИ ДЕФОРМИРУЕМОГО НАКЛОННОГО ОСНОВАНИЯ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА КОЛЕСО С ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНОЙ

Курсовое движение колеса при поперечном наклоне опорной поверхности, характерном для условий работы тракторов на склонах, определяется как боковым уводом шины, так и боковым сдвигом грунта [1]. Боковой сдвиг зависит от возникающих в грунте напряжений, а следовательно, и его реакции, действующей на колесо в боковом направлении,

$$R = F = G_{\kappa} \sin \alpha', \quad (1)$$

где  $F$  — боковая составляющая вертикальной нагрузки;  $G_{\kappa}$  — вертикальная нагрузка на колесо;  $\alpha'$  — угол наклона боковой составляющей к горизонтальной плоскости.

Принято принимать за угол  $\alpha'$  угол поперечного наклона опорной поверхности  $\alpha$ . Однако это справедливо только в случае жесткого основания, когда пятно контакта шины находится в его плоскости. В случае деформируемого основания боковая составляющая вертикальной нагрузки, действующей на колесо, расположена в плоскости, касательной к поверхности контакта шины и грунта в центре давления колеса (рис. 1). Следовательно, угол  $\alpha'$  наклона боковой составляющей равен углу наклона этой плоскости.

Получим выражение для угла  $\alpha'$ , основываясь на допущении о его прямой пропорциональности радиальной деформации шины и обратной пропорциональности суммарной деформации шины и деформируемого основания. Для обоснования сделанного допущения рассмотрим шину с цилиндрической формой протектора. В случае ее бесконечно большой жесткости угол наклона  $\alpha'$  боковой составляющей вертикальной нагрузки равен углу наклона профиля поперечного сечения протектора, т. е. в данном случае нулю, так как дефор-

Рис. 1. Схема взаимодействия стабилизированного в вертикальном положении эластичного колеса с наклонным сминаемым основанием:

1 – профиль поперечного сечения беговой дорожки шины без учета ее деформации; 2 – профиль поперечного сечения поверхности основания без учета его деформации; 3 – профиль поперечного сечения пятна контакта беговой дорожки с основанием; 4 – профиль поперечного сечения беговой дорожки в момент касания поверхности основания при нагрузке на колесо  $G_K = 0$ ;  $x_0$  – смещение центра давления точки касания колеса в ненагруженном состоянии;  $e$  – смещение центра давления колеса в нагруженном состоянии; 5 – касательная к поверхности недеформированного профиля беговой дорожки в центре давления; 6 – касательная к профилю пятна контакта шины и основания в центре давления колеса (линия действия боковой составляющей вертикальной нагрузки на колесо)

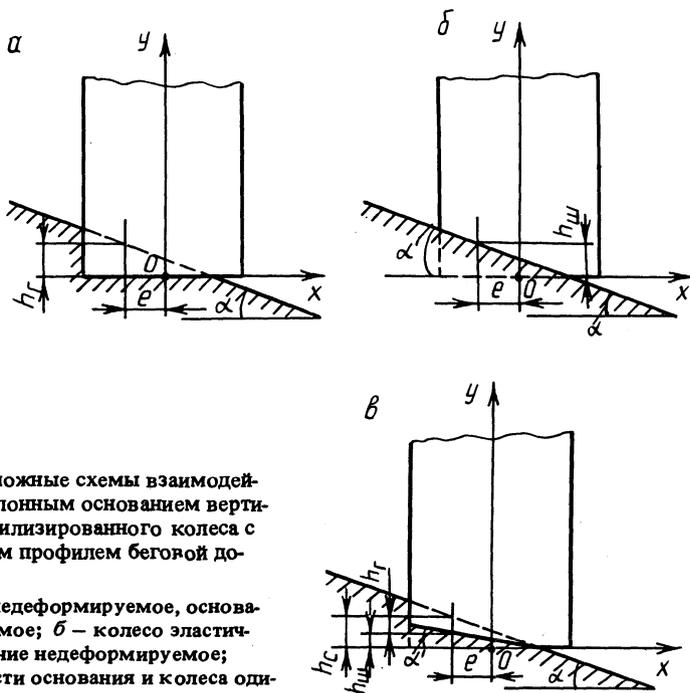
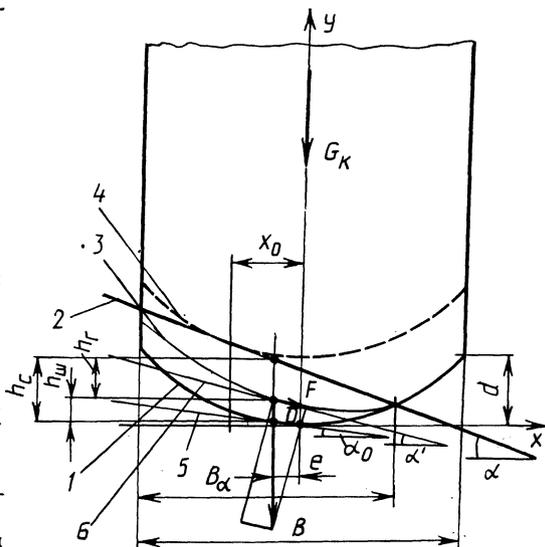


Рис. 2. Возможные схемы взаимодействия с наклонным основанием вертикально стабилизированного колеса с упрощенным профилем беговой дорожки:

а – колесо недеформируемое, основание сминаемое; б – колесо эластичное, основание недеформируемое; в – жесткости основания и колеса одинаковы

мация шины равна нулю (рис. 2, а). При высокоэластичной шине и жестком основании этот угол максимален и равен углу наклона поверхности основания (рис. 2, б). Если деформации шины и основания одинаковы, угол наклона  $\alpha'$  боковой составляющей вертикальной нагрузки на колесо в пятне контакта согласно принятому допущению равен половине угла наклона поверхности опорного основания (рис. 2, в):  $\alpha' = \alpha/2$ .

Если деформация шины меньше деформации основания в два раза,  $\alpha' = \alpha/3$ ; в противном случае, когда деформация основания меньше деформации шины в два раза,  $\alpha' = 2/3\alpha$ .

Рассмотренные частные случаи позволили составить выражение для угла наклона боковой составляющей вертикальной нагрузки на колесо с цилиндрической беговой дорожкой:

$$\alpha' = \alpha \frac{h_{ш}}{h_{ш} + h_{г}},$$

где  $h_{ш}$ ,  $h_{г}$  — максимальные радиальные деформации соответственно шины и основания в сечении, проходящем через центр давления колеса на расстоянии  $e$  от продольной плоскости его симметрии.

Составим выражение для угла наклона боковой составляющей вертикальной нагрузки на колесо при произвольном профиле беговой дорожки, имея в виду, что рассматриваемая сила направлена по касательной к этому профилю в точке ее приложения (центре давления, см. рис. 1):

$$\alpha' = (\alpha - \alpha_0) \frac{h_{ш}}{h_{г} + h_{ш}} + \alpha_0, \tag{2}$$

где  $\alpha_0$  — угол наклона касательной к профилю поперечного сечения беговой дорожки в центре давления шины в ненагруженном состоянии.

По известному уравнению, описывающему профиль беговой дорожки, угловой коэффициент касательной может быть получен дифференцированием. Так, профиль поперечного сечения беговой дорожки шин универсально-пропашных тракторов достаточно точно описывает квадратная парабола (расхождение ординат параболы и реального профиля не превышает 1 %) [2]:

$$f(x) = \frac{4d}{B^2} x^2,$$

где  $B$  — ширина профиля;  $d$  — ордината его крайней точки (см. рис. 1).

Отсюда угловой коэффициент касательной

$$\frac{df(x)}{dx} = \frac{8d}{B^2} x,$$

а

$$\alpha(x) = \text{arctg}\left(\frac{8d}{B^2} x\right).$$

Угол наклона касательной к профилю поперечного сечения беговой дорожки в точке, абсцисса которой равна смещению центра давления  $e$ ,

$$\alpha_0 = \text{arctg} \frac{8de}{B^2}.$$

Преобразуем выражение (2):

$$a' = (ah_{ш} + \alpha_0 h_r) / h_c, \quad (3)$$

где  $h_c$  — деформация шины и основания в поперечном сечении, проходящем через центр давления колеса.

Заменяв в (3)  $h_{ш}$  и  $h_r$  их выражениями, полученными ранее [2], получим

$$a' = \frac{\alpha_0 c + ak \sqrt{D_0 B B_\alpha h_c}}{c + k \sqrt{D_0 B B_\alpha h_c}}, \quad (4)$$

где  $c$  — коэффициент радиальной жесткости шины;  $k$  — коэффициент объемного смятия грунта, приведенный к размерам колеса [3];  $D$  — свободный диаметр колеса;  $B_\alpha$  — ширина пятна контакта.

Значения  $h_c$  и  $B_\alpha$  могут быть вычислены по зависимостям, приведенным в работе [2], остальные, характеризующие жесткость шины, сминаемость грунта и параметры колеса, задаются непосредственно.

В выражении (4) учитываются факторы, наиболее существенно влияющие на характер взаимодействия эластичного колеса с деформируемым наклонным основанием. По выражениям (4) и (1) можно производить расчет боковой реакции (основной характеристики этого взаимодействия) с большой точностью.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов В.Ф. Оценка бокового сцепления колесных тракторов при работе на склонах // Повышение тягово-сцепных качеств и проходимости колесных тракторов класса 1,4 тонны. — Горки, 1972. — С. 124—129. 2. Зеленый П.В. К вопросу взаимодействия колеса со склоном // Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. — Минск, 1982. — Вып. 17. — С. 63—67. 3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Минск, 1977. — Ч. II. — 384 с.

УДК 629.114.2

В.И. МИРКИТАНОВ, Г.А. ТАЯНОВСКИЙ

### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АКТИВИЗИРУЕМОГО ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА

Эффективное использование тракторных поездов в неблагоприятных почвенно-климатических и дорожных условиях возможно при существенном увеличении их тяговой способности [1]. Для агрегатирования с универсально-пропашными тракторами целесообразно иметь в парке тракторных прицепов часть активных или обычных прицепов, приспособленных для нетрудоемкой и быстрой замены одной или нескольких осей ведущими мостами. Значительное улучшение показателей проходимости тракторных поездов на базе универсально-пропашного трактора класса 2 достигается применением прицепа с ведущими колесами.

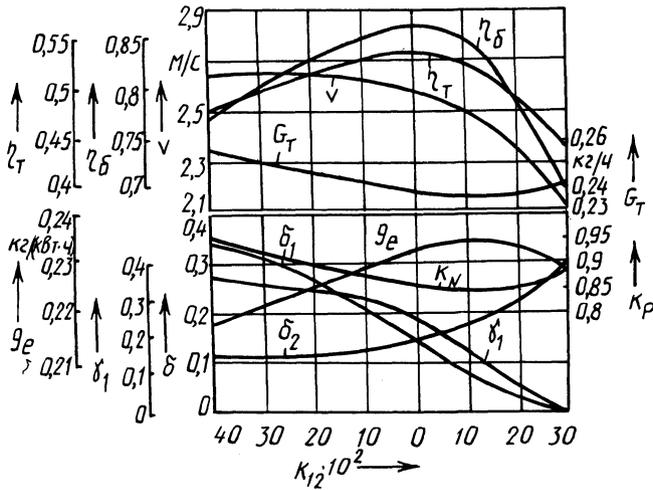


Рис. 1. Влияние кинематического несоответствия колес переднего моста трактора класса 2 схем 4К4 на показатели тракторного поезда при работе агрегата с полунавесным прицепом на поле из-под картофеля:

$\delta_1, \delta_2$  – буксование колес соответственно переднего и заднего мостов трактора;  $\kappa_P$  – коэффициент использования мощности двигателя;  $\eta_{\delta}, \eta_{\tau}$  – КПД соответственно буксования и тягового;  $G_{\tau}, g_e$  – часовой и удельный эффективный расход топлива;  $\gamma_1$  – отношение касательной силы тяги переднего моста трактора к общей касательной силе тяги;  $v$  – скорость движения поезда

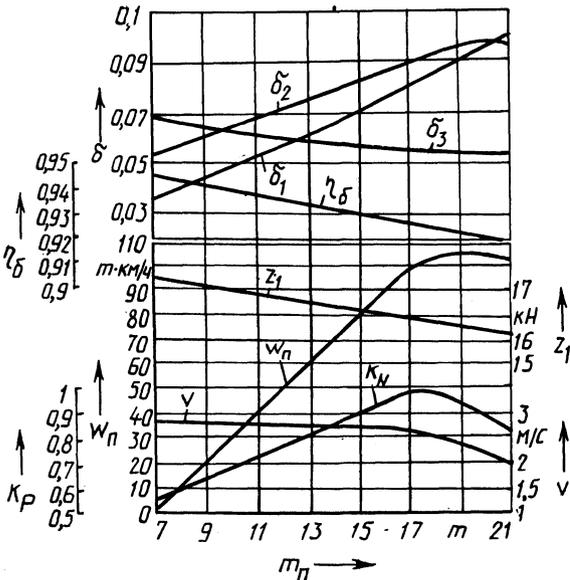


Рис. 2. Зависимость показателей активного тракторного поезда с колесной формулой 4К4+4К2 на базе универсально-пропашного трактора класса 2 от полной массы полунавесного прицепа:  $W_p$  – производительность;  $\delta_3$  – буксование колес ведущего моста прицепа;  $z_1$  – нормальная нагрузка на передний мост трактора

Для определения рациональных параметров тракторного поезда в составе универсально-пропашного трактора с прицепом, имеющим привод колес от заднего вала отбора мощности трактора, были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Представленные на рис. 1 и 2 результаты расчетов и натуральных испытаний активного тракторного поезда в составе полноприводного трактора класса 2 и активного полунавесного двухосного прицепа с блокированными межосевыми приводами при двух и трех ведущих мостах показывают, что наиболее целесообразно тягово-цепной потенциал его движителя реализуется при полном кинематическом соответствии окружных скоростей ведущих колес.

При движении по криволинейному участку пути из-за того, что ведущие колеса прицепа движутся по траекториям с меньшими радиусами, чем соответствующие колеса трактора, происходит дополнительное рассогласование окружных скоростей ведущих колес прицепа и колес трактора и изменяется тяговая эффективность ведущих мостов тракторного поезда. Использование в приводе колес прицепа карданного вала с шарнирами неравных угловых скоростей приводит к появлению циклического кинематического рассогласования окружных скоростей ведущих колес различных мостов, амплитуда изменения которого зависит от угла поворота тележки прицепа относительно трактора. Боковой увод колес также сказывается на рассогласовании скоростей колес разных мостов. Расчет кинематического несоответствия ведущих колес поворотной тележки прицепа можно произвести по выражению

$$k_{23} = 1 - \frac{r_2^0}{r_3^0} \frac{i_{2p} i_{пш}}{i_{3ш}} \frac{\cos \gamma}{1 - \cos^2 \varphi_0} \frac{\cos(\alpha - \varphi_1)}{\sin^2 \gamma \cos \psi_3} \times \\ \times \frac{\cos[(\alpha - \psi_1) + \psi_2]}{\cos[(\gamma + \psi_3) - \psi_2]}, \quad (1)$$

где  $k_{23}$  — кинематическое несоответствие колес тележки прицепа относительно задних колес трактора;  $\alpha, \gamma$  — угол соответственно поворота управляемых колес трактора и тележки прицепа относительно трактора;  $r_2^0, r_3^0$  — радиус качения в ведомом режиме соответственно задних колес трактора и ведущих колес прицепа;  $\varphi_0$  — угол поворота вала привода колес прицепа;  $i_{2p}, i_{пш}, i_{3ш}$  — передаточные отношения частей трансмиссии от шарнира неравных угловых скоростей до соответствующих колес;  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  — углы бокового увода колес соответствующих мостов тракторного поезда.

Для определения крутящих моментов на колесах движителя активного тракторного поезда при блокированных межосевых приводах в случае его прямолинейного движения с установившейся скоростью в отличие от работы [2] получено выражение, которым удовлетворительно описывается состояние заблокированных ветвей трансмиссии и учитываются кинематические параметры привода и характеристики взаимодействия разновеликих колес многомостового движителя с поверхностью основания:

$$M_j = i_j M_0 + \sum_{i=1, i \neq j}^n \frac{r_j^0 i_i - r_i^0 i_j}{i_i \lambda_i} / (1 + \lambda_j \sum_{i=1, i \neq j}^n \frac{1}{\lambda_i}), \quad (2)$$

где  $M_j$  – крутящий момент на  $j$ -м колесе двигателя;  $M_0$  – крутящий момент на вторичном валу коробки передач трактора;  $n$  – число ведущих мостов;  $r^0$  – радиусы качения  $i$  ( $j$ )-х колес двигателя в ведомом режиме;  $\lambda_i$  ( $j$ ) – коэффициент или функция, характеризующие влияние тангенциальной деформации шины  $i$  ( $j$ )-го колеса и опорной поверхности от приложенного к ободу колеса крутящего момента на радиус его качения;  $i_i, i_j$  – передаточные отношения ветвей трансмиссии от раздаточного устройства до соответствующего колеса.

Выражение (2) позволяет определить упругие моменты валов заблокированной трансмиссии многоосного транспортного агрегата во время буксирования или движения накатом. Так, при двух ведущих мостах из формулы (2) при  $M_0 = 0$  получены выражения, совпадающие с известными [3]:

$$M_1^y = \frac{r_1^0 - r_2^0 i_1 / i_2}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad M_2^y = \frac{r_2^0 - r_1^0 i_2 / i_1}{\lambda_1 + \lambda_2}. \quad (3)$$

Использование показателя "тяговый КПД" для энергооценки активного тракторного поезда затруднительно в связи с наличием ведущих колес в грузонесущем звене агрегата, а также при применении прицепов с догружающими дышлами. Предлагается оценивать энергетическую эффективность работы тракторного поезда безразмерным показателем

$$\theta_{т.п} = \frac{g m_{т.п} v}{P_d}, \quad (4)$$

где  $m_{т.п}$  – полная масса тракторного поезда;  $v$  – скорость его движения;  $P_d$  – мощность двигателя.

Из рис. 2 видно, что нагужение прицепа приводит к разгрузке колес переднего моста трактора и значительному увеличению их буксования, тогда как буксование наиболее нагруженного ведущего моста (поворотной тележки прицепа) изменяется незначительно. В данном случае фактором, ограничивающим увеличение полной массы буксируемого трактором класса 2 активного прицепа, является мощность двигателя, тогда как для состава с обычным прицепом – сцепные свойства ведущих колес трактора. Целесообразной колесной формулой активного тракторного поезда является 4К2 + 4К2, а рациональная по тяговым свойствам полная масса активного прицепа к трактору класса 2 – 16...18 т.

Таким образом, получены зависимости показателей некоторых эксплуатационных свойств тракторного поезда с активизируемым прицепом от его конструктивных параметров, позволившие определить распределение крутящего момента в разветвленной сблокированной трансмиссии, буксование колес агрегата и обосновать его рациональные колесную формулу и полную массу.

Изложенное позволяет также сделать вывод о том, что применение активных прицепов в агрегате с универсально-пропашными тракторами класса 2 или мобильными энергетическими средствами на их основе позволяет существенно улучшить показатели свойств проходимости тракторных поездов, повы-

сить их производительность и коэффициент использования мощности двигателя на сельскохозяйственном транспорте.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторные поезда / Под ред. В.В. Гуськова. — М., 1982. — 183 с. / Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. — М., 1975. — 225 с. / Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. — Минск, 1979. — 280 с.

УДК 629.114-597.5

А.Э. ПАВЛОВИЧ, Е.А. МАЛЯСОВ

### УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА

Недостатки тормозной системы отечественных универсально-пропашных тракторов, оборудованных механическим приводом с серводействием, обуславливают снижение конкурентоспособности их на внешнем рынке. Большие приводные усилия (свыше 500 Н) на тормозных педалях управления приводят к повышению утомляемости оператора. Кроме того, при экстренном торможении тракторного поезда (МТЗ-80 + 2ПТС-6) усилие сжатия в тягово-сцепном устройстве достигает 12 кН [1]. При эксплуатации это может вызвать опрокидывание трактора при неблагоприятных дорожных и погодных условиях.

На тракторе "Штейер 8160 А" [2] применяется пневмогидравлический привод, с помощью которого достигается удовлетворительное следящее действие тормозов и легкость управления ими. Благодаря установке ускорительного клапана во всех случаях первыми срабатывают тормоза прицепа. При этом усилия сжатия в сцепном устройстве незначительны. Кроме того, пневмоприводом тормозов трактора обеспечивается также и автоматическое отключение управления тормозами прицепа при нажатии трактористом на одну тормозную педаль, что необходимо для повышения маневренности тракторного поезда. Однако это достигается за счет введения дополнительных гидро- и пневмоаппаратов, усложняющих систему и повышающих вероятность ее отказа.

С целью усовершенствования подобных систем разработана конструкция подпедального комбинированного тормозного крана [3]. В его корпусе (рис. 1) расположены секции 1, 2 отдельного управления тормозами трактора и их общая следящая секция 5 прямого действия для управления тормозами прицепа. Педали 3, 4 закреплены таким образом, что только при их одновременном нажатии срабатывает секция 6 и прицеп тормозится.

Подпедальный тормозной кран устанавливался на тракторе МТЗ-102, оборудованном опытным пневмоприводом и дисковыми тормозными механизмами прямого действия [4] колес заднего моста. Дорожные испытания трактора, агрегатированного с груженым прицепом 2 ПТС-6, показали, что усилия на заблокированных педалях управления не превышали 300 Н, а максимальное

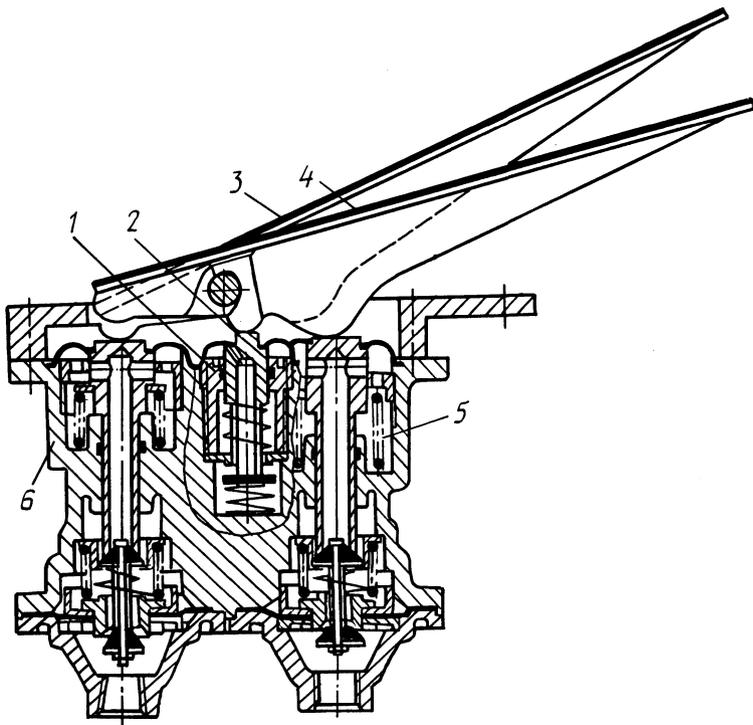


Рис. 1. Конструктивная схема комбинированного тормозного крана

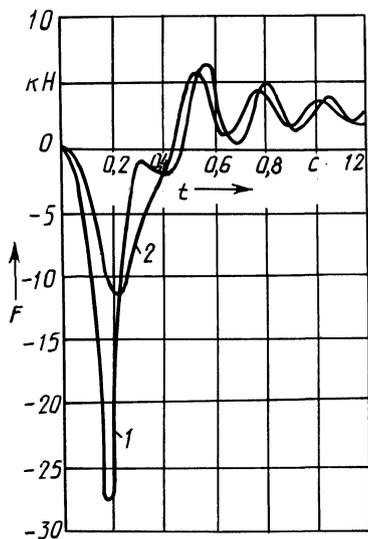


Рис. 2. Усилия в тягово-сцепном устройстве при торможении двухзвенного тракторного поезда МТЗ-102 + 2-ПТС-6 с разблокированным межосевым приводом трактора:

$F$  – усилия в тягово-сцепном устройстве трактора;  $t$  – текущее время; 1 – серийная тормозная система; 2 – опытная

усилие сжатия в сцепке по сравнению с серийной системой уменьшилось на 35 % при заблокированном межосевом приводе трактора и на 43 % (рис. 2) -- при разблокированном.

Конструкция тормозной системы универсально-пропашного трактора усовершенствована за счет введения устройства, обеспечивающего повышение надежности работы привода управления и автоматизацию процесса подтормаживания одного бортового колеса трактора, с целью снижения вредного воздействия заторможенного колеса на поверхностный слой почвы.

Такая система (рис. 3) содержит компрессор 1, регулятор 2 давления со встроенными фильтром и блоком выброса конденсата, двойной защитный клапан 3 [5], ресиверы 4, 6, в днищах которых расположены клапаны 5 [6] автоматического слива конденсата и тормозной кран 8 [3]. В кране размещено распределительное устройство 9, а в неподвижном корпусе 13 тормозных механизмов -- атмосферные клапаны 12 [7].

Благодаря периодическому выбросу конденсата из нагнетательной магистрали и ресиверов через регулятор 2 и клапаны 5 более качественно очищает-

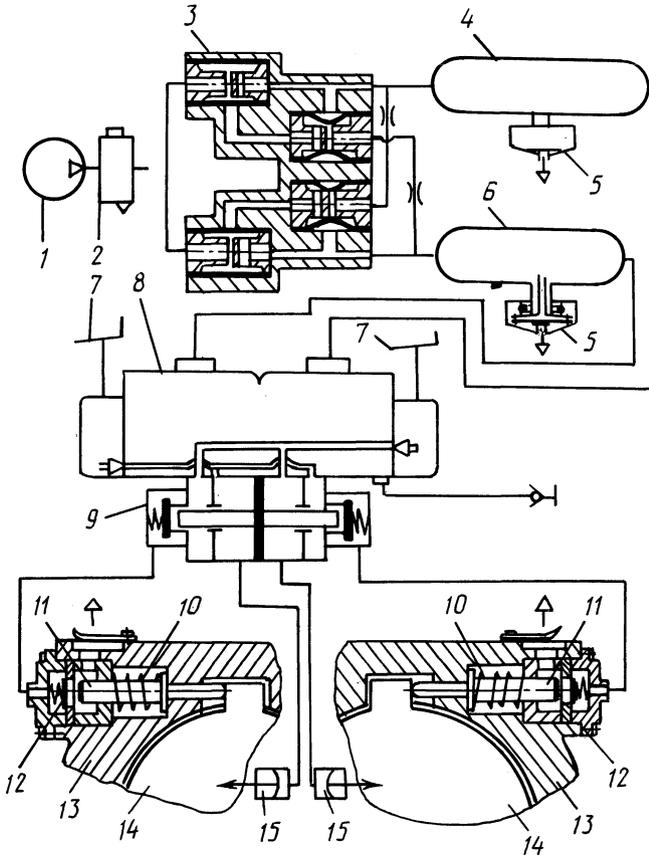


Рис. 3. Принципиальная схема усовершенствованной тормозной системы универсально-пропашного трактора

ся сжатый воздух. Слив конденсата через клапаны 5 происходит при переключении компрессора 1 на режим разгрузки через регулятор 2. Разделение системы на два независимых контура с помощью клапана 3 обеспечивает работоспособность одного из контуров, обслуживаемых ресивером 4 или 6, при выходе из строя другого контура. Двойной защитный клапан 3 с применением шланговых распределителей вместо золотниковых с клапанами и пружинами позволит повысить безотказность работы всей питающей части пневмопривода.

Элементы 8 и 9 введены в систему для того, чтобы уменьшить колебание и предотвратить разрушение поверхностного слоя почвы при крутом повороте трактора с подтормаживанием одного бортового колеса. Это достигается тем, что сила, действующая на нажимной диск 14 тормозного механизма, уравнивается силой упругости пружины 10 атмосферного клапана 12. Предварительный натяг пружины определяется в зависимости от соблюдения условий минимального разрушения плодородного слоя почвы.

При превышении усилия, на которое отрегулирована пружина 10, шток 11 открывает атмосферный клапан 12. Так при воздействии на одну из педалей 7 сжатый воздух поступает в правую или левую силовую камеру 15 тормозного механизма, а затем — в атмосферу. В результате давление в камере 15 падает и происходит снижение тормозного момента, развиваемого механизмом до соответствующего регулировке пружины 14, после чего клапан 10 закрывается.

Таким образом осуществляется автоматическое регулирование тормозного момента. При развороте же трактора на 180° с полностью заторможенным "внутренним колесом" последнее как сверло врезается в грунт, образуя яму.

Внедрение предложенной тормозной системы позволит повысить безопасность движения и маневренность трактора, а в результате на 3...5 % среднюю транспортную скорость тракторных поездов. Кроме того, снизится вредное воздействие колес трактора на поверхностный слой почвы при разворотах, что важно на операциях при обработке почвы и уходе за посевами.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Павлович А.Э. Улучшение характеристик пневматического тормозного привода прицепных МТА путем совершенствования пневмоаппаратов: Автореф. дис. ... канд техн. наук. — Минск, 1985. — 21 с. 2. Трактор "Штейер 8160 А" // Экспресс-информ. Серия тракторы и двигатели. — М., 1982. — Вып. 14. — 38 с. 3. А. с. № 1306775 (СССР), Тормозной кран пневматической системы трактора / Е.А. Малясов, И.М. Козач, А.Э. Павлович и др. 4. Куртул А.И. и др. Пути повышения долговечности фрикционных устройств в машиностроении. — Минск, 1985. — 48 с. 5. А. с. № 1350433 (СССР). Защитное устройство / А.Э. Павлович, А.И. Рахлей, Е.А. Малясов и др. 6. А. с. № 1211501 (СССР), Конденсатоотводчик / А.Э. Павлович, Е.А. Малясов, Е.М. Козач и И.И. Бергер. 7. А. с. № 1315351 (СССР). Тормозная система трактора / Н.В. Богдан, А.С. Поварехо, А.Э. Павлович и др.

## ДИНАМИКА ЗАКЛИНИВАНИЯ ОБГОННОЙ МУФТЫ

Обгонные муфты с кулачковыми заклинивающими элементами [1] находят широкое применение в приводах транспортных машин. Эти устройства заклиниваются при ведущей внутренней обойме и расклиниваются, когда скорость вращения наружной обоймы больше, чем внутренней.

Эксплуатация муфты в приводе показала, что при этом процесс заклинивания муфты характеризуется увеличением времени заклинивания.

Рассмотрим влияние основных конструктивных параметров муфты на время заклинивания. Используя принцип Д'Аламбера, получим уравнения движения элементов обгонной муфты (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} I_1 \epsilon_1 &= -M_1 + M_T + n(F_{rc} R_{об} - F_r d_F); \\ I_c \epsilon_c &= -M_T - F_{ц} x_c + n(F_{kx} r_c + F_{ky} f r_0 - F_{rc} R_{об} + F_r d_F); \\ I_2 \epsilon_2 &= M_2 - F_3 r_{зз} \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $I_1, I_c, I_2, \epsilon_1, \epsilon_c, \epsilon_2$  — приведенные к оси муфты моменты инерции и угловые ускорения соответственно наружной полумуфты, сепаратора с осями, внутренней полумуфты;  $M_1, M_2$  — моменты, приложенные соответственно к наружной и внутренней полумуфтам;  $M_T$  — момент трения фрикционного механизма обгонной муфты;  $n$  — число кулачков обгонной муфты;  $F_{rc}$  — сила трения;  $R_{об}$  — радиус обоймы наружной полумуфты;  $F_r$  — сила гидродинамического давления;  $d_F$  — плечо силы гидродинамического давления относительно оси кулачка;  $F_{ц}$  — центробежная сила, действующая на кулачок;  $x_c$  — плечо центробежной силы;  $F_{kx}, F_{ky}$  — горизонтальная и вертикальная проекции силы давления кулачка;  $r_c$  — радиус сепаратора относительно продольной оси муфты;  $f$  — коэффициент сопротивления повороту кулачка относительно оси;  $r_0$  — радиус оси поворота кулачка;  $F_3$  — касательная реакция, действующая в зубчатом зацеплении;  $r_{зз}$  — радиус делительной окружности зацепления внутренней полумуфты.

Наличие пленки масла на обойме, небольшого зазора  $\Delta_0 = 0,09 \dots 0,12$  мм между кулачками и обоймой и их относительного движения вызывает гидродинамическое давление  $p_T$  на кулачок, которое можно определить с помощью методов теории гидродинамической смазки. При исследовании обгонной муфты необходимо определить момент сил  $M_r$  гидродинамического давления масла на кулачок, препятствующих его повороту в сторону заклинивания, и момент сил трения  $M_{rc}$ , действующих на кулачок и способствующих его заклиниванию.

Дифференциальное уравнение распределения давления в масляном клине для данной обгонной муфты получено на основании обобщенного уравнения Рейнольдса [2]:



ской поверхности кулачка  $r_k$  увеличивается до  $r_3$ , выбираемого из условия обеспечения зазора  $h_3$  с погрешностью не более 5% ( $h_3/h \geq 0,95$ ):

$$h_3 = r_3 - r_3 \cos \alpha_3 + h_{\min} = r_3 (1 + \psi - \cos \alpha_3),$$

где  $\psi = h_{\min}/r_3$ ;  $\alpha_3$  — угол обхвата (эквивалентный) кулачка масляной пленкой (можно принять  $\alpha_3 = \alpha$ );  $h_{\min} = R_{\text{об}} - r_k - l$ .

Учитывая, что  $h_3/h \geq 0,95$  и ошибка при замене  $r_k$  на  $r_3$  наибольшая при  $\alpha = \alpha_{\max}$ , получим

$$\begin{aligned} r_3 &= 0,95 h / (1 + \psi - \cos \alpha_{\max}) = \\ &= 0,95 [R_{\text{об}} - \sqrt{r_k^2 \sin^2 \alpha_{\max} + (r_k \cos \alpha_{\max} + l_{\max})^2}] / (1 - \psi - \\ &\quad - \cos \alpha_{\max}), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \varphi_{k \max} &= \arccos [r_c + r_1^2 - (R_{\text{об}} - r_k)^2] / (2r_c r_1); \\ \alpha_{\max} &= \arccos [(R_{\text{об}} - \Delta_r)^2 - r_k^2 - e^2] / (2r_k e); \\ e &= O_2' O = \sqrt{r_1^2 \sin^2 \varphi_k + (r_c^2 - r_1 \cos \varphi_k)^2}; \end{aligned}$$

$\varphi_k$  — угол поворота кулачка относительно его оси;  $r_1 = O_2' O_2$ ;  $\Delta_r$  — толщина масляной пленки.

С учетом изменения формы клина масла дифференциальное уравнение распределения давления вдоль дуги поверхности кулачка имеет вид:

$$\frac{dp_r}{da} = \frac{6\mu\Delta\omega R_{\text{об}}}{r_3^2} \frac{[\cos(\alpha_{\max} - \alpha_m) - \cos(\alpha_{\max} - \alpha)]}{[1 + \psi - \cos(\alpha_{\max} - \alpha)]^3}, \quad (2)$$

где  $\alpha_m$  — угол сечения зазора, в котором давление масла максимально.

Интегрируя (2), имеем

$$\begin{aligned} p_r &= \left[ \frac{k_F(a^2 + t_m^2)}{8a^2} \frac{t}{(t^2 + a^2)^2} - \frac{k_F(4a^2 - 3t_m^2)}{16a^4} \frac{t}{(t^2 + a^2)} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{k_F(4a^2 - 3t_m^2)}{16a^5} \arctg \frac{t}{a} \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \end{aligned}$$

$$\text{где } t_m = \frac{\alpha_m - \alpha}{2}; \quad t = \frac{\alpha_{\max} - \alpha}{2}; \quad a = (\psi/2)^{1/2}; \quad k_F = \frac{6\mu\Delta\omega R_{\text{об}}}{r_3}.$$

Значение  $t_m$  определяем из условия, что при  $\alpha = \alpha_{\max} + \varphi_k$  ( $t = \varphi_k/2$ ) давление  $p_r = 0,1$  МПа:

$$t_m = \left\{ 2a^3 \varphi_k (\varphi_k^2 + 4a^2) + a^2 (\varphi_k^2 + 4a^2) \arctg \frac{\varphi_k}{2a} - 8a^5 \varphi_k - \right.$$

$$- \frac{8a^5(\varphi_K^2 + 4a^2)}{k_F} \Big/ [16a^3\varphi_K + 6a\varphi_K(\varphi_K^2 + 4a^2) + 3(\varphi_K^2 + 4a^2) \operatorname{arctg} \frac{\varphi_K}{2a}] \Big\}^{1/2}.$$

Таким образом,

$$p_r = \left[ A_1 \frac{t}{(t^2 + a^2)^2} - A_2 \frac{t}{(t^2 + a^2)} - A_3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (3)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{k_F(a^2 + t_m^2)}{8a^2}; \quad A_2 = \frac{k_F(a^2 - 3t_m^2)}{16a^4}; \quad A_3 = \frac{A_2}{a}.$$

Сила, вызванная гидродинамическим давлением смазочного материала на кулачок,

$$F_r = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r b r_3 d\alpha = \left[ \frac{A_1 b r_3}{(t^2 + a^2)} + A_2 b r_3 \ln(t^2 + a^2) + 2A_3 b r_3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - A_3 b r_3 a \ln(t^2 + a^2) \right] \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (4)$$

Момент силы гидродинамического давления смазочного материала на кулачок муфты

$$\begin{aligned} M_r &= \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r b r_3 (r_3 - l_0 - r_0) \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha = \\ &= b r_3 (r_3 - l_0 - r_0) \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha = \\ &= b r_3 r_1 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_r \sin(\alpha + \varphi_K) d\alpha. \end{aligned}$$

После подстановки в это уравнение выражения (4) и интегрирования получим

$$\begin{aligned} M_r &= \left[ B_1 \frac{t}{t^2 + a^2} - B_2 \frac{1}{t^2 + a^2} - B_3 t^2 - B_4 t - B_5 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} + \right. \\ &\left. + B_6 t^3 \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - B_7 (t^2 + a^2) \operatorname{arctg} \frac{t}{a} - B_8 \ln(t^2 + a^2) \right] \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{где } B_1 &= 2A_1 b r_3 r_1 \cos \varphi_K; \quad B_2 = A_1 b r_3 r_1 (2a^2 - 1) \sin \varphi_K; \\ B_3 &= (2/3 A_3 a - 2A_2) b r_3 r_1 \sin \varphi_K; \quad B_4 = 2(A_3 + 2A_2) b r_3 r_1 \cos \varphi_K; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_5 &= 2br_3r_1(A_3 \sin \varphi_{\kappa} - 2A_2a \cos \varphi_{\kappa} - 1/a A_1 \cos \varphi_{\kappa}); \\
 B_6 &= br_3r_1(A_2 - A_3a + 2A_1 + 2A_2a^2 - 2/3 A_3a^3) \sin \varphi_{\kappa}; \\
 B_7 &= A_3 br_3r_1 \cos \varphi_{\kappa}; \quad B_8 = \frac{4}{3} A_3 br_3r_1 \sin \varphi_{\kappa}.
 \end{aligned}$$

Сила трения смазочного материала

$$\begin{aligned}
 F_{\text{гс}} &= \int_{x_1}^{x_2} \tau_{xy} dx = r_{\kappa} \int_{a_1}^{a_2} \mu \frac{V_X da}{r_{\kappa} (1 + \psi - \cos \alpha)} + \\
 &+ r_{\kappa} \int_{a_1}^{a_2} h_3 \left( \frac{dp}{dx} \right) da = \left( -D_1 \frac{t}{t^2 + a^2} - D_2 \arctg \frac{t}{a} \right) \Big|_{t_1}^{t_2}, \quad (6)
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 D_1 &= \frac{\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{2r_{\kappa}} \left( 1 - \frac{t_m^2}{a^2} \right); \\
 D_2 &= \frac{\mu \Delta \omega R_{\text{об}}}{a} \left( 1 + \frac{1}{2r_{\kappa}} - \frac{t_m^2}{2r_{\kappa} a^2} \right).
 \end{aligned}$$

Момент сопротивления

$$\begin{aligned}
 M_{\text{гс}} &= F_{\text{гс}} (R_{\text{об}} - r_c) = \\
 &= -(R_{\text{об}} - r_c) \left( D_1 \frac{t}{t^2 + a^2} + D_2 \arctg \frac{t}{a} \right) \Big|_{t_1}^{t_2}. \quad (7)
 \end{aligned}$$

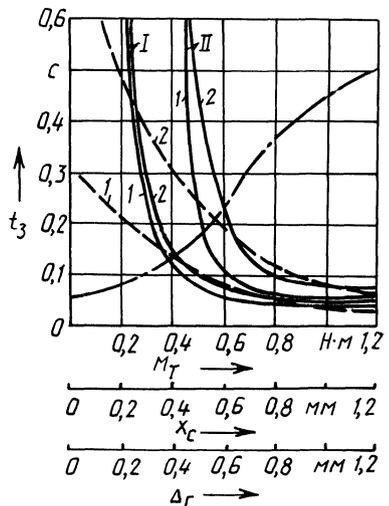


Рис. 2. Зависимость времени заклинивания муфты ( $t_3$ ) от ее параметров:

—  $t_3 = f_1(M_T)$ ; I — без учета смазочного материала; II — с учетом его;  
 $x_c = 0,5$  мм;  $\Delta_T = 0,5$  мм; ---  $t_3 = f_2(x_c)$ ,  $M_T = 0,6$  Н·м,  $\Delta_T = 0,5$  мм;  
 - · - · -  $t_3 = f_3(\Delta_T)$ ,  $f = 0,1$ ,  $M_T = 0,6$  Н·м,  $x_c = 0,5$  мм; 1 -  $f = 0,06$ ;  
 2 -  $f = 0,15$

Таким образом, получена математическая модель (1)–(7) кулачковой обгонной муфты, описывающая динамику ее включения.

Анализ работы муфты с помощью ЭВМ показал, что основными параметрами, определяющими время задержки включения муфты, являются: момент трения фрикционного механизма; координата центра тяжести кулачка; момент трения между кулачком и осью; толщина масляного слоя.

При увеличении момента трения фрикционного механизма обгонной муфты и координаты центра тяжести кулачка время задержки включения обгонной муфты снижается по гиперболической зависимости (рис. 2). С увеличением трения между кулачком и осью, а также толщины масляной пленки время задержки включения муфты увеличивается.

Таким образом, для обеспечения стабильной работы кулачковой обгонной муфты необходимо в каждом конкретном случае определять рациональное соотношение следующих параметров: момента трения фрикционного механизма; координаты центра тяжести кулачка; момента трения между кулачком и осью. Необходимо обеспечить отвод масла из зоны контакта кулачка с наружной обоймой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 396483 (СССР). Муфта / Н.В. Зуб. 2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М., 1959. – 252 с.

УДК 629.114

А.А. РОЖАНСКИЙ, А.М. ЛИТВИНОВ,  
Л.И. СТЕПОВЕНКО, Л.Е. ТАУБЕС

#### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Процесс нагружения деталей машинно-тракторных агрегатов является случайным. Для количественной оценки повреждающего воздействия эксплуатационных нагрузок ГОСТ 25.101–83 [1] предлагает семь методов схематизации случайных процессов нагружения (выделения из исходного процесса нагрузочных циклов). Критерием выбора метода служит коэффициент нерегулярности процесса. При коэффициенте нерегулярности менее 0,5 стандарт рекомендует использовать методы выделения полных циклов, которые применимы при любых значениях этого коэффициента.

Коэффициенты нерегулярности, полученные при обработке осциллограмм эксплуатационных нагрузок: для режима разгона рабочих органов кормоуборочного комбайна от ВОМ трактора Т-150КМ – 0,052...0,262 (12 процессов); для режима установившейся работы того же агрегата – 0,225...0,62 при кручении вала; 0,63...0,65 – при его изгибе. Приведенные данные свидетельствуют о необходимости выполнения схематизации случайных процессов с выделением полных циклов.

В связи с этим в лаборатории динамики сельскохозяйственных машинно-

тракторных агрегатов БИМСХ был разработан комплекс программ для ЭВМ, с помощью которых выполняется обработка реализаций процесса нагружения, представленных в виде последовательности ординат, снятых с постоянным шагом по времени.

Программы реализованы на языке ФОРТРАН IV операционной системы ОС СМ ЭВМ. Программой расчета долговечности детали по экспериментальным данным предусматривается устранение выбросов, статистическая обработка массива ординат, выделение экстремумов, статистическая обработка массива экстремумов, заполнение корреляционной таблицы двумерного распределения амплитуд и средних значений нагрузочных циклов, выделенных методом "падающего дождя" [2]. В заключение оценивается ресурс детали. Для этого вводятся параметры кривой усталости — предел выносливости, база испытаний, показатель наклона кривой усталости и коэффициент влияния асимметрии цикла. Данные эти рассчитываются предварительно по ГОСТ 25.504—82 [3] или берутся по результатам испытаний на усталость. Для каждой клетки корреляционной таблицы корректируется предел выносливости:

$$\tau_{a.d} = \tau_{-1d} - \psi \tau_m ,$$

где  $\tau_{a.d}$  — предел выносливости при асимметричном цикле со средним значением  $\tau_m$ ;  $\tau_{-1d}$  — предел выносливости детали при симметричном цикле;  $\psi$  — коэффициент влияния асимметрии цикла для детали [3].

Затем выполняется суммирование усталостных повреждений. По имеющемуся варианту программы выполняется суммирование повреждений по линейной некорректированной гипотезе. Опыт схематизации случайных процессов нагружения машинно-тракторных агрегатов показывает, что существенное влияние на оценку их ресурса оказывает принятая гипотеза суммирования повреждений. По нашим данным, использование корректированной линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений [4] может дать завышенную на порядок оценку ресурса. Причина, вероятно, лежит в характере спектра нагрузок: повреждающее действие присуще лишь части выделенных циклов (5—20 % общего числа), а относительное время действия амплитуд высоких уровней очень мало. Суммарная относительных долговечностей для повреждающих циклов часто оказывается менее 0,1 и ее приходится принимать равной этой величине. В настоящее время ведется доработка программы, которая позволит получить оценку долговечности детали по корректированной линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений. Программой для расчета долговечности вводится последовательность ординат реализаций процесса нагружения из файла на магнитном диске. Разработаны также программы, которые формируют на диске этот файл, вводя в него данные с перфолен-та, полученные в автоматическом или полуавтоматическом режимах с осциллограмм на преобразователях графиков Ф-001 или Ф-018. Данные о распределении ординат могут быть использованы для расчета на долговечность зубчатых колес и подшипников качения. Корреляционная таблица двумерного распределения амплитуд и средних значений напряжений в цикле может служить исходной информацией для выбора режима ускоренных стендовых испытаний валов трансмиссии, деталей подвески и рам машин, а также для расчета любых деталей на сопротивление усталости при многоцикловом нагружении.

Расчеты по разработанной программе показывают, что 1) для схематизации случайных процессов нагружения машинно-тракторных агрегатов пригодны только методы выделения полных циклов; 2) перед схематизацией массив ординат реализаций случайного процесса надо подвергать эффективному контролю на наличие ошибок, так как две-три ошибочные ординаты могут дать ошибку в оценке ресурса в несколько раз; 3) гипотезу суммирования усталостных повреждений целесообразно корректировать [4], иначе оценка ресурса может быть завышена на порядок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытание на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с. 2. К о г а е в В.П., М а х у т о в Н.А., Г у с е н к о в А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М., 1985. — 224 с. 3. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. — М., 1982. — 80 с. 4. К о г а е в В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М., 1977. — 252 с.

УДК 629.113.592

В.Ю. СИДОРЕНКО, Г.П. ГРИБКО,  
Е.Н. ГЕРАСИМОВИЧ

### ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРНОГО ПРИЦЕПА

Большегрузные тракторные поезда широко используются в сельском хозяйстве для перевозки грузов не только по грунтовым сельским дорогам, но и по автомагистралям, поэтому необходимо обеспечить безопасность их движения, повысить эффективность экстренного торможения многозвенного тракторного поезда. Одним из ее основных показателей является тормозной путь поезда, который в свою очередь зависит от показателя качества переходного процесса в пневматическом приводе тормозной системы — быстродействия. Повышение грузоподъемности тракторных прицепов сопровождается увеличением их геометрических параметров, в частности длины, что приводит к увеличению протяженности магистралей их пневматических приводов. Это вызвало необходимость повышения быстродействия длиннагистральных пневматических приводов тормозных систем.

В настоящее время известны способы, позволяющие сокращать время протекания переходного процесса в приводе: обеспечение оптимальных проходных сечений трубопроводов и аппаратов; применение дополнительных ускорительных клапанов, корректирующих устройств [1]. Использование каждого последующего способа является средством повышения быстродействия пневматического привода тормозной системы в том случае, когда все возможности предыдущего способа для достижения этой цели уже исчерпаны. Применение дополнительных ускорительных клапанов и корректирующих устройств в приводе приводит к увеличению его металлоемкости и себестоимости.

мости. Поэтому необходимы новые пути повышения быстродействия существующих пневматических приводов, а также изыскание резервов для этого при разработке их принципиальной схемы.

Выпускаемые в настоящее время большегрузные тракторные прицепы оснащены однопроводным пневматическим приводом (рис. 1) с магистральями управляющего (до воздухораспределительного клапана) и выводного участков. Длина магистрали выводного участка — 3,5...4 м. Поскольку в пневматическом приводе тормозной системы серийно выпускаемых прицепов разобщительный кран установлен в конце магистрали выводного участка перед соединительной головкой, в приводе тормозной системы прицепа, который расположен в конце тракторного поезда, образуется так называемый "паразитный объем" на выводном участке магистрали, который при каждом торможении и оттормаживании тракторного поезда отрицательно влияет на быстродействие привода. Рекомендуется отключать этот "паразитный объем" выводного участка магистрали на последнем прицепе поезда [2], однако отсутствие количественной оценки влияния объема выводного участка магистрали на время срабатывания воздухораспределительного клапана не позволило сделать конкретные рекомендации по выбору места установки разобщительного крана 8, которым, кроме основной функции, можно отключать магистраль вы-

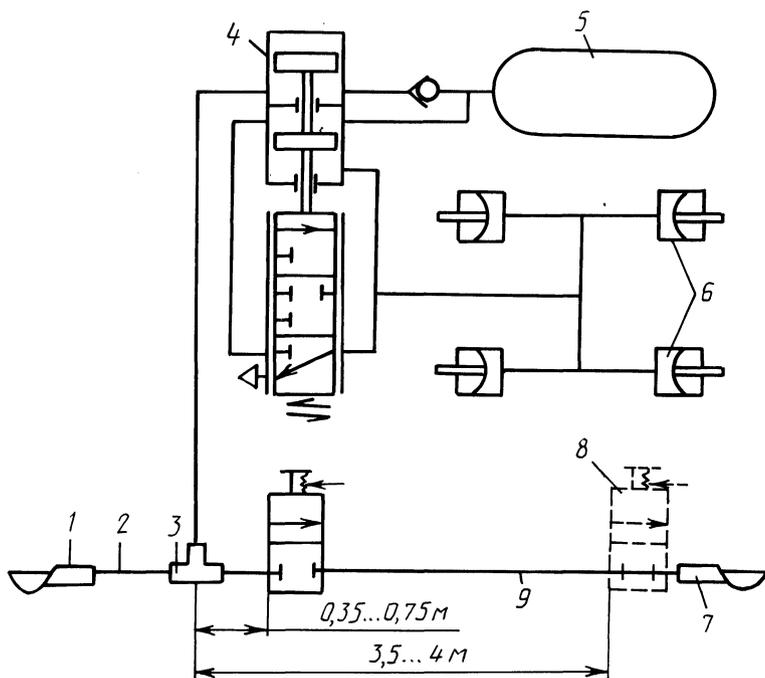


Рис. 1. Принципиальная схема пневматического привода тормозной системы тракторных прицепов ОЗТП:

1, 7 — соединительные головки; 2 — магистраль управляющего участка; 3 — тройник; 4 — воздухораспределительный клапан; 5 — ресивер; 6 — тормозные камеры; 8 — разобщительный кран; 9 — магистраль выводного участка

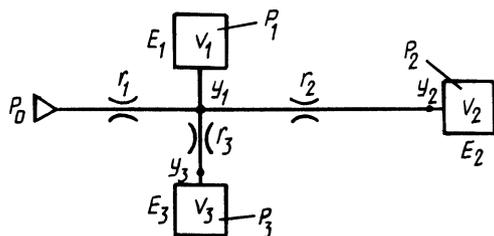


Рис. 2. Расчетная схема пневматической цепи

расстоянии от начала разветвления трубопроводов. Это позволит расположить краны ближе к краю грузонесущей платформы, что обеспечит удобное управление ими и повысит безопасность труда водителя.

На рис. 2 изображена расчетная схема пневматической цепи привода тормозов тракторного полуприцепа ОЗТП-9554 с параллельным соединением двух дроссельно-емкостных звеньев, емкостей  $E_2$  (разобщительный кран) и  $E_3$  (управляющая полость воздухораспределительного клапана) объемом  $V_2$  и  $V_3$  и дросселей (трубопроводы) с пневмосопротивлениями  $r_2$  и  $r_3$ , с помощью которых емкости  $E_2$  и  $E_3$  соединены с емкостью  $E_1$  (тройник) и подключены через трубопровод с пневмосопротивлением  $r_1$  к источнику давления. На основании первого закона Кирхгофа применительно к пневматическим системам [1] были составлены дифференциальные уравнения, описывающие переходный процесс в рассматриваемом приводе. При этом были приняты следующие допущения: отсутствуют утечка воздуха из системы и теплообмен между воздухом в пневматическом приводе и окружающей средой; пневмосопротивления трубопроводов считаются сосредоточенными. По упомянутому закону мгновенный массовый расход воздуха в узле равен нулю:

для узла  $y_1$

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_{E_1} = 0; \quad (1)$$

для узла  $y_2$

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_{E_2} = 0; \quad (2)$$

для узла  $y_3$

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_{E_3} = 0, \quad (3)$$

где  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$  — мгновенный массовый расход воздуха соответственно через дроссели с пневмосопротивлениями  $r_1, r_2, r_3$ ;  $\dot{m}_{E_1}, \dot{m}_{E_2}, \dot{m}_{E_3}$  — расход воздуха соответственно в емкостях  $E_1, E_2, E_3$ .

Преобразуем выражения (1)–(3) с учетом гиперболической функции расхода воздуха через дроссель с местным пневмосопротивлением [1] и уравнения состояния воздуха в емкости:

$$A v_{кр} [(\mu F)_1 p_0 \frac{p_0 - p_1}{B p_0 - p_1} - (\mu F)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} -$$

водного участка 9. У большинства выпускаемых в настоящее время прицепов трубопроводы пневматического привода тормозной системы и их разветвления на рабочие и выводные участки расположены вдоль продольной оси прицепов под их грузонесущими платформами. В связи с этим обоснована возможность установки разобщительных кранов на некотором

$$-(\mu F)_3 p_1 \frac{p_1 - p_3}{B p_1 - p_3} \left] - \frac{V_1}{k} \frac{dp_1}{dt} = 0; \quad (4)$$

$$A v_{кр} (\mu F)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} - \frac{V_2}{k} \frac{dp_2}{dt} = 0; \quad (5)$$

$$A v_{кр} (\mu F)_3 p_1 \frac{p_1 - p_3}{B p_1 - p_3} - \frac{V_3}{k} \frac{dp_3}{dt} = 0, \quad (6)$$

где  $A, B$  — постоянные гиперболической функции расхода;  $v_{кр}$  — критическая скорость движения воздуха в дросселе, м/с;  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  — коэффициенты расхода воздуха в трубопроводах соответственно спневмосопротивлениями  $r_1, r_2, r_3$ ;  $F_1, F_2, F_3$  — площадь проходных сечений рассматриваемых трубопроводов;  $p_1, p_2, p_3$  — давление соответственно в емкостях  $E_1, E_2, E_3$ ;  $V_1, V_2, V_3$  — объем соответственно емкостей  $E_1, E_2, E_3$ .

Для решения системы нелинейных дифференциальных уравнений (4) — (6) разработана программа, с использованием которой был проведен расчет на ЭВМ, позволивший выявить характер и динамику зависимости продолжительности срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка привода и определить оптимальную длину трубопровода, связывающего разобщительный кран с тройником при разных диаметрах трубопровода. В качестве исходных данных в программу расчета вводились реальные значения давлений и геометрические параметры пневматического привода полуприцепа ОЗТП-9554. Расчет был выполнен для трубопроводов с внутренними диаметрами 6, 8, 10, 12 и 16 мм, так как большинство пневматических приводов тормозов прицепов выполнено из трубопроводов с такими диаметрами.

На рис. 3 приведена зависимость времени срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка управляющей магистрали пневматического привода, которая позволяет определить, что максимальный эффект от отключения "паразитного объема" управляющей магистрали достигается при установке разобщительного крана за тройником и соединения их трубопроводом, длина которого не превышает 0,75 м. Поскольку в большинстве пневматических приводов тормозов автомобильных и тракторных прицепов применяются трубопроводы с внутренним диаметром 6...16 мм, длину трубопровода, связывающего разобщительный кран с тройником, рекомендуется выбирать в зависимости от его внутреннего диаметра: при диаметре 6...10 мм длина трубопровода не должна превышать 0,75 м; при 12...16 мм —

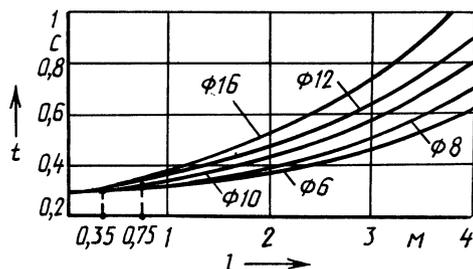


Рис. 3. Зависимость времени срабатывания воздухораспределительного клапана от длины выводного участка магистрали, образующего "паразитный объем"

0,35 м. Только при соблюдении этого условия достигается наибольший эффект от отключения "паразитного объема" выводного участка пневматического привода тормозов автомобильных и тракторных прицепов и обеспечивается удобный доступ водителя к управлению разобщительным краном.

Таким образом, отключение "паразитного объема" магистрали выводного участка пневматического привода тормозной системы прицепа, являющегося последним звеном поезда, может быть обеспечено без применения дополнительных пневмоаппаратов при помощи перестановки имеющегося в приводе разобщительного крана в зону, определенную по способу, изложенному выше.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980. — С. 41, 44, 57, 89—100. 2. Р а с о л ь к о А.М. Исследование рабочих процессов пневматического привода к тормозам тракторного поезда // Автотракторостроение. — Минск, 1978. — Вып. 10. — С. 26—30.

УДК 629.114.2

А.И. СКУРТУЛ, А.П. СТЕЦКО

### ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОКРЫХ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ С НАКЛАДКАМИ ВЕДОМЫХ ДИСКОВ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Одним из перспективных путей повышения технического уровня и ресурса работы тракторных муфт сцепления (МС) является создание мокрых МС, характеризующихся высокой долговечностью даже в условиях длительных и частых пробуксовок [1]. Поэтому для решения задачи повышения долговечности узлов тракторов "Беларусь" до 10...12 тыс. моточасов были разработаны мокрые МС применительно к трактору класса 2 [2].

Испытания опытных образцов мокрых МС подтвердили принципиальную возможность их применения, позволили дать сравнительную оценку работы сухих и мокрых МС, а также выявить некоторые особенности последних (по отношению к сухим МС), которые необходимо учитывать при проектировании.

Как видно из рис. 1, динамика включения сухой и мокрой МС различна. В отличие от сухой МС, для которой характерно интенсивное нарастание момента трения до максимума, в мокрой МС большую часть времени буксования момент трения примерно в 2 раза меньше максимального, достигаемого на завершающем этапе буксования. В результате при одинаковом времени нарастания усилия сжатия дисков продолжительность буксования мокрой МС в 3...4 раза больше, чем сухой, несмотря на то что коэффициент запаса сухой МС [2, 5] меньше расчетного коэффициента запаса мокрой МС [3]. Замеры статического момента трения мокрой МС показали, что он близок к расчетному.

Отмеченная выше особенность процесса буксования мокрой МС обусловлена существенным изменением коэффициента трения фрикционных пар муфты и присуща МС с накладками ведомых дисков из порошковых материалов. Так, зависимости изменения коэффициента трения от относительной скорости

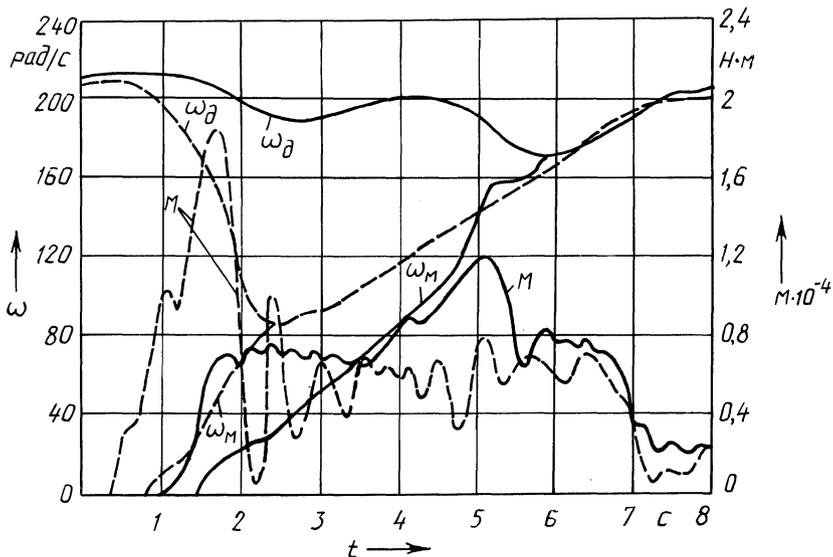
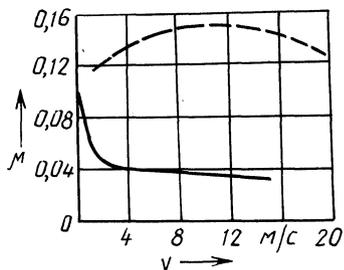


Рис. 1. Процесс буксования мокрой (—) и сухой (----) МС и разгона МТА (МТЗ-142+1ПТС-9, общая масса  $1,8 \cdot 10^4$  кг):

$M$  — крутящий момент на полуоси;  $\omega_d$ ,  $\omega_m$  — частота вращения соответственно вала двигателя и ведомых элементов МС

Рис. 2. Зависимость коэффициента трения ( $\mu$ ) от относительной скорости скольжения ( $v$ ) фрикционных пар при трении со смазочным материалом: — металллокерамика М-106 + чугун СЧ-20 (давление 1,25 МПа); ---- целлюлоза + сталь (давление 0,7 МПа) [5]



скольжения пар трения порошковых материалов на медной основе М-140, М-106 — серый чугун характеризуются приблизительно постоянным в диапазоне относительных скоростей скольжения 2...15 м/с коэффициентом трения, в 2,5 раза меньшим, чем при скольжении, близком к нулю (рис. 2). Кроме того, интенсивный рост коэффициента трения в конце буксования МС обуславливает возникновение высокочастотных колебаний момента трения, зарегистрированных во время эксплуатационных исследований.

Таким образом, динамика включения мокрой МС в отличие от сухой в значительной степени определяется фрикционными характеристиками пар трения, что необходимо учитывать при проектировании и расчетах мокрых МС.

В последнее время за рубежом в конструкциях фрикционных узлов, работающих в масле, наряду с традиционными все большее применение находят фрикционные материалы на бумажной основе, характеризующиеся в отличие

от порошковых материалов динамическим коэффициентом трения, превышающим статический [3] (рис. 2). Использование таких материалов для изготовления накладок ведомых дисков МС позволяет повысить их эффективность, которая оценивается способностью МС осуществлять интенсивный разгон МТА и предохранять его трансмиссию от динамических перегрузок [4].

Однако применение фрикционных материалов на бумажной основе возможно лишь при больших расходах охлаждающей жидкости, что увеличивает потери мощности на ее перекачивание, требует использования специальных сортов масел и обуславливает необходимость создания автономных смазочных систем МС [5]. Отмеченные недостатки ведут к удорожанию конструкции МС и создают определенные трудности при ее эксплуатации. В связи с этим становится актуальной задача поиска альтернативных неметаллических фрикционных материалов, лишенных указанных недостатков. Были проведены сравнительные стендовые испытания мокрой МС с накладками ведомых дисков из различных материалов: порошковых — М-140 (производства Белорусского НПО ПМ) и 404П (производства ИПМ АН УССР), безасбестового материала на органическом связующем F-202 (производства фирмы "Valeo") и асбофрикционного материала шифра 450 (производства ВНИИАТИ). Для охлаждения пар трения использовалось трансмиссионное масло М-10Г, расход его составлял 2...6 л/мин.

Анализ результатов испытаний (рис. 3) показывает, что при режимах работы МС, соответствующих реальным эксплуатационным режимам, при использовании ведомых дисков с накладками из порошкового материала М-140 коэффициент трения наиболее низок (0,014...0,015) и интенсивно возрастает (в 2,5 раза) в конце буксования, гарантированное замыкание МС не обеспечивается. При использовании накладок дисков из порошкового материала 404П средний коэффициент трения составляет 0,019...0,020, однако характер его изменения аналогичен описанному выше. Неметаллические материалы характеризуются повышенным коэффициентом трения, более плавным его изменением в процессе буксования и меньшей виброактивностью, в результате чего возрастает средний момент трения МС. Так, при буксовании муфты сцепления с фрикционными накладками из материала F-202 коэффициент трения изменяется в пределах 0,023...0,060, причем продолжительность увеличения

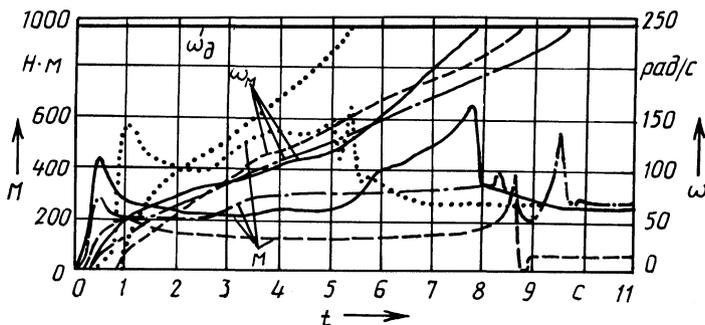


Рис. 3. Процесс буксования мокрой МС с накладками ведомых дисков из материалов: — — — М-140; - - - 404П; — F-202; ..... 450;  $M$  — момент трения;  $\omega_d, \omega_m$  — частота вращения двигателя и ведомых элементов МС

последнего до максимального составляет примерно 40 % времени буксования МС. В результате продолжительность включения МС уменьшается на 18...20 % по сравнению с продолжительностью включения МС с накладками из порошкового материала 404П. При использовании фрикционных накладок из материала 450 коэффициент трения наиболее высок и изменяется от 0,038 до 0,064, в связи с чем продолжительность буксования МС на 40...45 % меньше, чем у МС с фрикционными накладками из материала 404П. В то же время статический момент трения МС для всех рассмотренных вариантов и, следовательно, ее предохранительные свойства практически одинаковы.

Таким образом, в силу особенностей фрикционных характеристик применением неметаллических материалов обеспечивается большая эффективность МС, меньшая ее виброактивность, потому они более предпочтительны для использования в качестве фрикционных материалов для мокрых МС тракторов. При этом неметаллические материалы позволяют обеспечить повышенный ресурс работы МС. Так, по данным стендовых ресурсных испытаний, мокрая МС с накладками ведомых дисков из материала 450 обладает износостойкостью на порядок выше сухой МС и серийных накладок из материала НСФ-6.

Неметаллические материалы обладают меньшей твердостью, чем порошковые, что повышает площадь фактического контакта пар трения и практически исключает возможность схватывания накладки с контртелом. Кроме того, основное преимущество порошковых материалов — способность воспринимать высокие давления, что позволяет создавать фрикционы малых габаритов, — не является существенным для МС, размещаемых обычно на маховике двигателя с большими размерами.

Таким образом, при проектировании мокрых МС важен правильный выбор фрикционного материала, от которого зависят не только эффективность работы самой МС, но и уровень динамической нагруженности трансмиссии, разгонные качества МТА. В качестве накладок ведомых дисков более предпочтительны неметаллические материалы, в частности материал шифра 450. Допустимое давление на накладку не является регламентирующим фактором при выборе материала накладки для МС. Учитывая существенное влияние на характер изменения момента трения МС ее режима работы, следует признать необходимой разработку приводов мокрых МС, автоматически обеспечивающих рациональный закон изменения нажимного усилия в процессе буксования МС. При этом широкое распространение могут получить электронные системы управления МС.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Конструирование современных многодисковых сцеплений // Тракторы и двигатели: Экспресс-информ. — М., 1984. — № 5. — 24 с. 2. Пути повышения долговечности фрикционных устройств в машиностроении / А.И. Скуртул, П.А. Стецко, А.С. Поварехо и др. // Обзор. информ. / БелНИИНТИ. — Минск, 1985. — 50 с. 3. Многодисковые муфты с масляным охлаждением: Расчет многодисковых муфт, фрикционные свойства. Допуски и размеры многодисковых муфт // Информ. материал фирмы "Хёрбигер", ФРГ: Пер. с нем. — Минск, 1983. — 21 с. 4. Б о р и с о в С.Г., Э г л и т И.М. Муфты сцепления тракторов. — М., 1972. — 208 с. 5. L a s t o i x A.I. Trend to Wet Friction Materials for Off-Highway Vehicle Services // Diesel and Gas Turbine Progress. — 1977. — V. 43. — N 9. — P. 122-124.

## КИНЕМАТИЧЕСКОЕ НЕСООТВЕТСТВИЕ МЕЖОСЕВОГО ПРИВОДА ТРАКТОРОВ

Преимущественное распространение на отечественных и зарубежных полноприводных тракторах получил блокированный межосевой привод.

Для определения фактических значений, знаков и пределов изменения кинематического несоответствия  $m$  межосевого привода тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов были проведены их дорожные испытания по методике, приведенной в ГОСТ 7057-81. При испытаниях трактор буксировался со скоростью 1,18 м/с по ровному участку сухой асфальтированной дороги. Для исключения влияния на результаты испытаний межосевого и межколесного приводов снимался карданный вал привода переднего ведущего моста (ПВМ) и выключалась блокировка дифференциала заднего ведущего моста (ЗВМ). В качестве единого расчетного радиуса для определения кинематического несоответствия принят радиус качения колеса в ведомом режиме  $r_k^0$  [1].

В результате проведенных испытаний определены радиусы качения в ведомом режиме ряда моделей шин полноприводных тракторов МТЗ в зависимости от давления воздуха в шинах  $p_w$  и вертикальной нагрузки на них  $G_k$ , причем  $p_w$  варьировалось в пределах 0,06...0,25 МПа, а диапазон изменения  $G_k$  составил 7,5...20 кН для шин переднего (ПВМ) и 22,9...31 кН — заднего (ЗВМ) ведущих мостов. По полученным значениям  $r_k^0$  рассчитаны  $m_{\min}$  (при наибольшем  $r_k^0$  шин ПВМ и наименьшем  $r_k^0$  шин ЗВМ),  $m_{\max}$  (при наименьшем  $r_k^0$  шин ПВМ и наибольшем  $r_k^0$  шин ЗВМ), кинематическое несоответствие в зависимости от типоразмеров шин, эксплуатационных факторов ( $p_w$ ,  $G_k$ ), допусков на изготовление шин и относительного их прогиба  $h_z/H$  [2]. Учитывал-

Табл.1. Кинематическое несоответствие межосевого привода тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 при изменении вертикальных нагрузок на ведущие мосты

Шины ПВМ	z	Шины ЗВМ			
		15,5R38		16,9R38	
		$m_{\min}$	$m_{\max}$	$m_{\min}$	$m_{\max}$
8,3-20	37	0,0142	0,0452	0,0785	0,1125
11,2-20	37	-0,0107	-0,0270	0,0545	0,0962
16-20	37	-0,1176	-0,0989	-0,0448	-0,0214
8,3-20	39	0,0640	0,0934	0,1250	0,1573
11,2-20	39	0,0394	0,0771	0,1020	0,1422
16-20	39	-0,0612	-0,0434	0,0079	0,0302
8,3-20	41	0,1102	0,1382	0,1682	0,1990
11,2-20	41	0,0868	0,1226	0,1463	0,1845
16-20	41	-0,0088	0,0081	0,0569	0,0781

Табл. 2. Кинематическое несоответствие межосевого привода тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 при изменении внутреннего давления воздуха в шинах

Шины ПВМ	z	Шины ЗВМ			
		15,5R38		16,9R38	
		$m_{\min}$	$m_{\max}$	$m_{\min}$	$m_{\max}$
8,3-20	37	0,0158	0,0820	0,0542	0,1420
11,2-20	37	-0,0527	0,0305	0,0199	0,0957
11-20	37	-0,1386	0,0540	-0,0509	0,0355
16-20	37	-0,1503	-0,0742	-0,0711	-0,0020
8,3-20	39	0,0356	0,1266	0,1020	0,1854
11,2-20	39	0,0005	0,0795	0,0694	0,1413
11-20	39	-0,0816	0,0082	0,0022	0,0842
16-20	39	0,0922	-0,0199	-0,0110	0,0486
8,3-20	41	0,0832	0,1697	0,1463	0,2256
11,2-20	41	0,0499	0,1249	0,1153	0,1837
11-20	41	-0,0187	0,0667	0,0515	0,1294
16-20	41	0,0383	0,0304	0,0332	0,0956

Табл. 3. Кинематическое несоответствие межосевого привода трактора МТЗ-82 при отклонениях радиусов в пределах допусков на изготовление шин

Шины ПВМ	z	Шины ЗВМ			
		15,5R38		16,9R38	
		$m_{\min}$	$m_{\max}$	$m_{\min}$	$m_{\max}$
8,3-20	39	0,039	0,074	0,0997	0,141
11,2-20	39	0,0028	0,039	0,066	0,1096
16-20	39	-0,119	-0,071	-0,0487	0,011

ся также возможный диапазон изменения конструктивного кинематического несоответствия межосевого привода тракторов МТЗ за счет изменения передаточного числа привода ПВМ путем установки в раздаточную коробку шестерен с числом зубьев  $z$ , равным 37, 39 и 41.

Пределы изменения межосевого кинематического несоответствия тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 приведены в табл. 1–3 и на рис. 1, откуда следует, что при увеличении вертикальной нагрузки на ПВМ и одновременном уменьшении вертикальной нагрузки на ЗВМ в указанных выше пределах кинематическое несоответствие тракторов МТЗ-82, -102 изменяется не более чем на 0,0377 (см. табл. 1), такое же влияние оказывают допуски на свободные диаметры шин (см. табл. 3) и относительный прогиб (см. рис. 1). Давление воздуха в шинах более существенно влияет на изменение указанного кинематического несоответствия. Например, при заводской комплектации трактора МТЗ-82 шинами и числе зубьев в раздаточной коробке, равном 39, изменение  $p_w$  от

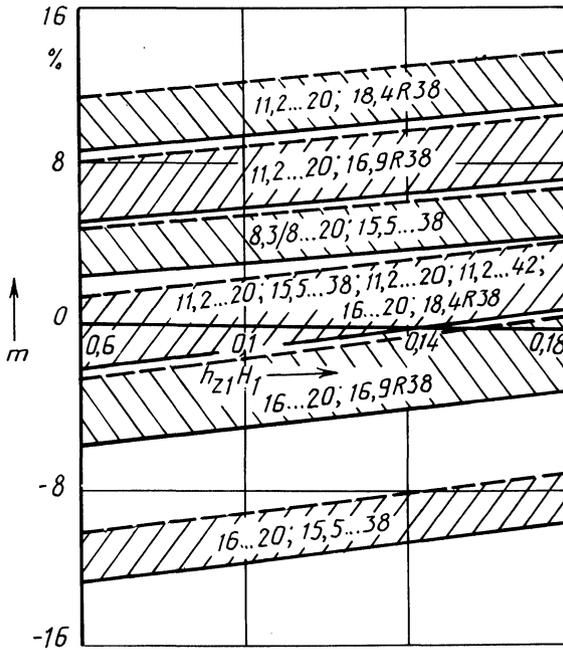


Рис. 1. Зависимость кинематического несоответствия межосевого привода тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 от относительного прогиба шин различных типоразмеров:

————  $h_{z2}/H_2 = 0,3$ ; - - - -  $h_{z2}/H_2 = 0,1$

0,06 до 0,25 МПа приводит к изменению кинематического несоответствия от 0,0005 до 0,00795. При установке шин других типоразмеров разница между  $m_{\min}$  и  $m_{\max}$  тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 за счет изменения давления воздуха в шинах может достигать 0,0898 (см. табл. 2).

Комплектация тракторов МТЗ-82, МТЗ-102 шинами различных типоразмеров и установка в раздаточную коробку шестерен с числом зубьев 37, 39, 41 позволяют получить любое кинематическое несоответствие в интервале от  $-0,1503$  до  $0,2256$  (см. табл. 2).

Таким образом, кинематическое несоответствие в основном определяется свободными радиусами шин и передаточными числами приводов мостов. Из эксплуатационных факторов наибольшее влияние на кинематическое несоответствие межосевого привода тракторов оказывает давление воздуха в шинах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ш а б а р о в А.А. Отдельные вопросы процесса равномерного качения ведущего пневматического колеса // Тр. НАТИ. — 1979. — Вып. 212. — С. 3–30.
2. Шины для сельскохозяйственных машин / В.Н. Белковский, Б.А. Индейкин, В.Н. Лаптев и др. — М., 1980. — 128 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫМИ МУФТАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

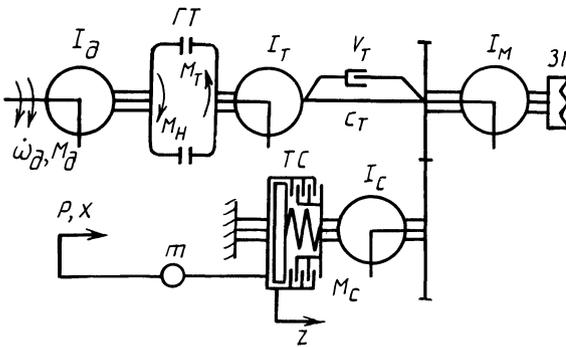
В большинстве гидромеханических трансмиссий силовой поток от двигателя к движителю передается с помощью фрикционных муфт, установленных на каждой передаче. Продолжительность использования фрикционных муфт на первой передаче заднего хода или реверсе составляет 1...3 % от общего времени эксплуатации машины. Остальное время, находясь в выключенном состоянии, они частично поглощают мощность двигателя, затрачиваемую на преодоление момента сопротивления вращению между ведущими и ведомыми элементами выключенных фрикционных муфт. На указанных передачах вместо сложных и дорогостоящих фрикционных муфт наиболее целесообразно применять зубчатые, как более надежные в эксплуатации, простые и дешевые в изготовлении. Кроме того, они обладают высокой нагрузочной способностью, небольшими габаритами, малой чувствительностью к высоким температурам и перепадам температур [1]. Применение их позволяет создавать более компактные конструкции гидромеханических передач (ГМП) с малыми внутренними потерями мощности.

Основным препятствием для широкого применения зубчатых муфт в ГМП является необходимость синхронизации включаемых полумуфт. Задача обеспечения проворота включаемой полумуфты с угловой скоростью в 1...5 рад/с, при которой ее шлицы беспрепятственно входят в зацепление, решалась на опытных машинах путем установки гидроуправляемого тормоза-синхронизатора (ТС), связанного с турбинным валом гидротрансформатора (ГТ) и корпусом ГМП, с последующим подбором закона управления им. Для определения закона, по которому обеспечивается надежное включение зубчатых муфт, необходимо исследовать процессы, происходящие при их включении, с учетом особенностей работы двигателя, гидротрансформатора, упругих и демпфирующих свойств элементов, расположенных между двигателем и ТС.

Динамическая схема моторно-трансмиссионной установки и ТС приведена на рис. 1. По этой схеме составлена математическая модель в форме уравнений Лагранжа второго рода на основании выражений кинетической и потенциальной энергий и диссипативной функции Рэлея. При этом характеристики двигателя и гидротрансформатора описаны регрессионными моделями, полученными опытным путем, и дополнены уравнением регулятора двигателя [2]. Моделирование работы ТС осуществлялось с учетом изменения коэффициента трения дисков в зависимости от относительной скорости их скольжения в зоне контакта и инерционности рабочей жидкости, потерь давления по длине и в местных сопротивлениях магистрали управления [3].

Исследование переходных процессов в динамической системе при управлении ТС зубчатыми муфтами ГМП проводили, подводя в ТС жидкость под давлением, изменяющимся по определенному закону. При подводе в ТС жидкости с постоянным давлением 1,4...0,8 МПа данная динамическая система реагирует через 0,3...0,4 с. За это время заполняются каналы и полости тормоза. Угло-

Рис. 1. Динамическая схема объекта управления:



$M_D, M_H, M_T$  — крутящие моменты соответственно на валу двигателя, насосного и турбинного колес ГТ;  $M_C$  — крутящий момент, создаваемый ТС;  $\omega_D$  — угловая скорость вращения вала двигателя;  $I_D, I_T, I_M, I_C$  — моменты инерции вращающихся масс, приведенные соответственно к валу двигателя, турбинному колесу ГТ, зубчатой муфте (ЗМ) и тормозу-синхронизатору;  $c_T, r_T$  — коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругого элемента;  $m$  — масса жидкости в канале управления;  $p$  — давление в ТС;  $x, z$  — направление потока жидкости в канале управления и перемещения поршня ТС

вая скорость турбины изменяется от ее первоначального значения при холостом ходе двигателя до нуля при полной остановке за 0,12...0,4 с (рис. 2). В этот промежуток времени турбина находится в зоне включения зубчатой муфты всего 0,05 с, что явно недостаточно. При снижении давления до 0,76 МПа турбина останавливается, но через 0,3...0,4 с вновь разгоняется до достаточно высокой угловой скорости, при которой включение муфты может привести к большим ударным нагрузкам. При дальнейшем снижении давления до 0,7 МПа турбинное колесо постоянно вращается с высокой угловой скоростью. Такие изменения угловой скорости объясняются тем, что ответное воздействие двигателя на турбину ГТ при ее затормаживании запаздывает и носит колебательный характер. Поэтому в начале торможения при небольшом тормозном моменте ТС турбина останавливается, а у двигателя при нагрузке увеличивается крутящий момент и турбина раскручивается. Поскольку коэффициент трения дисков ТС с ростом относительной скорости их скольжения уменьшается, нагрузка на двигатель соответственно снижается. Регулятором уменьшается подача топлива, крутящий момент на турбине уменьшается и ТС турбина затормаживается. Процесс повторяется. Из-за запаздывания реакции двигателя турбина в момент растормаживания разгоняется до высокой скорости. Поэтому при использовании силовых установок с дизельным двигателем невозможно подобрать постоянное давление в магистрали управления, которое обеспечивало бы вращение зубчатой полумуфты с небольшой скоростью.

Увеличить продолжительность буксования ТС с низкой угловой скоростью можно, используя в гидрوليнии его управления устройства типа клапана плавности. Нарастание давления в ТС до определенного происходит аналогично описанному выше, затем в период падения момента двигателя медленно нарастает давление и резко окончательно сжимаются диски при его увеличении. Процесс функционирования динамической системы показан на рис. 2. Из него видно, что возможны режимы, при которых вращение турбинного вала будет

Рис. 2. Изменение угловой скорости турбинного колеса ГТ при подводе в ТС жидкости с постоянным и регулируемым давлением:

постоянным: —  $p = 1,4$  МПа; — — —  $p = 0,76$  МПа; - - - -  $p = 0,7$  МПа;  
 регулируемым: — · —  $p = 0,625 \dots 0,975$  МПа;  
 — — —  $p = 0,605 \dots 0,960$  МПа;  
 — x —  $p = 0,650 \dots 0,850$  МПа;

$\omega_{в.м}$  — максимально допустимая угловая скорость турбинного колеса ГТ, при которой обеспечивается включение зубчатой муфты

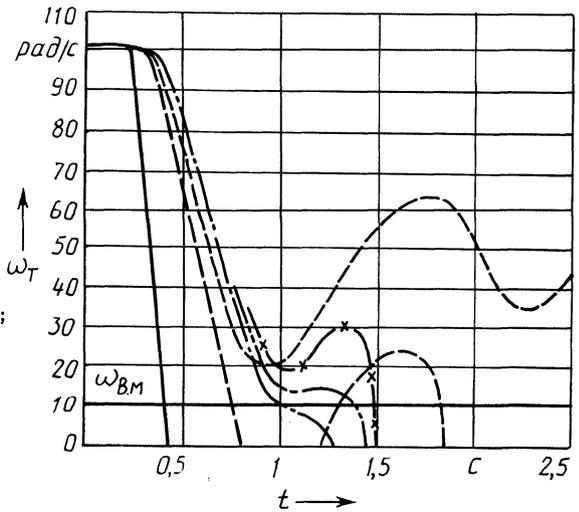
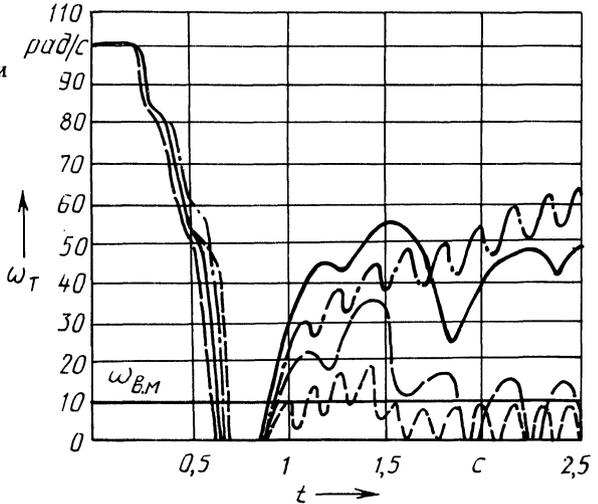


Рис. 3. Изменение угловой скорости турбинного колеса ГТ при подводе в ТС жидкости с переменным давлением:

—  $p_{\min} = 0,6$  МПа,  $p_{\max} = 0,9$  МПа,  $f = 2,5$  Гц;  
 - - -  $p_{\min} = 0,6$  МПа,  $p_{\max} = 1,0$  МПа,  $f = 4$  Гц;  
 - - - -  $p_{\min} = 0,6$  МПа,  $p_{\max} = 1,0$  МПа,  $f = 7$  Гц;  
 — · —  $p_{\min} = 0,6$  МПа,  $p_{\max} = 0,9$  МПа,  $f = 6$  Гц;

$\omega_{в.м}$  — максимально допустимая угловая скорость турбинного колеса ГТ, при которой обеспечивается включение зубчатой муфты



медленным в промежуток времени, достаточный для включения муфты. Незначительное же изменение параметров устройства приводит к существенному изменению скорости вращения турбины. Такое устройство не может работать при значительных изменениях внешних условий и практического применения не нашло.

Решить задачу надежного включения зубчатых муфт можно, подавая в ТС управляющий сигнал пилообразного вида. При верхнем пределе давления в ТС должна обеспечиваться надежная остановка турбины, а при нижнем — надежное растормаживание. Частотой импульсов давления определяется максимальная скорость разгона турбины.

На рис. 3 приведены графики переходных процессов, позволяющие определить необходимые параметры управляющего сигнала для данной динамической системы. При изменении давления от 0,6 до 0,9 МПа и частоты импульсов от 2 до 10 Гц турбинный вал затормаживается, а затем разгоняется до угловой скорости 30...50 рад/с. С увеличением верхнего предела давления в ТС до 1 МПа происходит остановка и проворот турбинного вала с угловой скоростью, определяемой частотой импульсов давления. Подбирая параметры импульсов, можно добиться того, чтобы угловая скорость вращения турбины длительное время находилась в зоне устойчивого включения зубчатых муфт ГМП. Рассмотренный способ управления тормозом-синхронизатором обеспечивает надежное включение зубчатых муфт гидромеханической передачи и реализован на перспективных гусеничных машинах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А й р а п е т о в Э.Л., К о с а р е в О.И. Зубчатые муфты. – М., 1982. – 126 с.
2. 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., 1979. – 280 с.
3. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980. – 231 с.

УДК 658.382.2-729.8

А.Ф. АНДРЕЕВ, Р.И. КРЖИВИЦКИЙ,  
В.В. КУХАРЕНОК, М.А. РАЗУМОВСКИЙ

### МЕТОДЫ ОЦЕНКИ СРЕДНЕГО КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ В ЗАМКНУТОМ ОБЪЕМЕ КАБИН АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Акустической обработке интерьера кабин транспортных средств, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин уделяется серьезное внимание. Для обработки интерьера кабин используются специальные обивочные материалы и звукопоглотители, способствующие снижению шума, воздействующего на водителя.

Эффективность акустической обработки кабин оценивается общим фоновым звукопоглощением

$$A = a_{cp} A_n ,$$

где  $a_{cp}$  – средний коэффициент звукопоглощения;  $A_n$  – площадь внутренних поверхностей кабины.

Для определения  $a_{cp}$  можно использовать формулу Эйринга [ 1 ]:

$$T = \frac{0,16 V}{-A \ln (1 - a_{cp})} ,$$

где  $T$  – время реверберации;  $V$  – объем кабины.

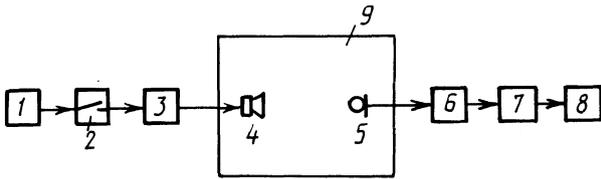


Рис. 1. Схема для определения времени реверберации:

1 – генератор; 2 – выключатель; 3 – усилитель; 4 – громкоговоритель; 5 – микрофон; 6 – частотный фильтр; 7 – усилитель; 8 – регистрирующий прибор; 9 – cabina

На рис. 1 приведена схема для определения времени реверберации. Шум в кабине создается одним или несколькими громкоговорителями по каналу 1–4. В звуковом поле, приближающемся к диффузному, после выключения сигнала регистрируется процесс реверберации звука в кабине 9 по каналу 5–8. Время реверберации определяется исходя из средней скорости падения уровней звукового давления  $\Delta L/\Delta t$  [1]:

$$T = 60(\Delta L/\Delta t)^{-1},$$

где  $\Delta t$  – продолжительность регистрации процесса реверберации;  $\Delta L$  – разность уровней звукового давления в начале и конце регистрируемого реверберационного процесса (как правило,  $\Delta L$  принимают равной 40...50 дБ).

Время реверберации в кабинах составляет 0,01...0,1 с. Регистрация затухающего сигнала в течение коротких промежутков времени приводит к значительным погрешностям измерений. Повышение точности и упрощение процесса измерений может быть достигнуто при оценке  $\alpha_{\text{ср}}$  по отношению  $R$ , которое в замкнутом объеме характеризует отношение плотности энергии диффузного звукового поля  $\epsilon_2$  к плотности энергии прямой волны  $\epsilon_1$  [2]. Для источника, излучающего звук в полупространство,

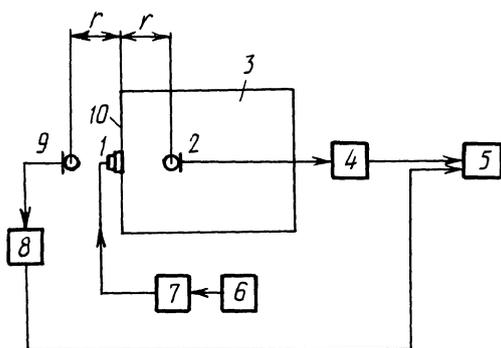
$$R = \frac{8\pi r^2(1 - \alpha_{\text{ср}})}{\alpha_{\text{ср}} A_{\text{п}}},$$

где  $r$  – расстояние от источника звука до микрофона.

Для возбуждения звукового поля в кабинах можно использовать звуковую вибрацию тонкостенной поверхности или стекла. Устройство для оценки  $\alpha_{\text{ср}}$  по отношению  $R$  [2] приведено на рис. 2. Звуковой сигнал от генератора 6 через усилитель 7 поступает к электродинамическому преобразователю (вибратору) 1, который жестко связан с поверхностью кабины. Электродинамический преобразователь воздействует на поверхность кабины, которая начинает излучать звук, воспринимаемый микрофоном 9, расположенным в свободном звуковом поле снаружи кабины, и микрофоном 2, расположенным внутри кабины. При этом расстояния  $r$  между микрофонами и излучающей поверхностью кабины равны. Сигналы от микрофонов 9 и 2, прошедшие через усилители 4 и 8, воспринимаются регистрирующим прибором 5, которым фиксируются уровни звукового давления внутри и снаружи кабины.

При свободном звуковом поле уровень звукового давления, воздействующего на микрофон 9, будет определяться энергией звука  $\epsilon_1$ , излучаемого по-

Рис. 2. Устройство для определения среднего коэффициента звукопоглощения  $\alpha_{\text{ср}}$ :  
 1 – электродинамический преобразователь; 2, 9 – микрофоны; 3 – кабина; 4, 7, 8 – усилители; 5 – регистрирующий прибор; 6 – генератор; 10 – перегородка кабины



верхностью кабины. На микрофон 2 будет воздействовать звуковое давление диффузного звукового поля в замкнутом объеме кабины 3. Уровень его определяется суммарной энергией  $\epsilon_2$ , формируемой звуком от излучающей поверхности и звуком, отраженным от поверхностей замкнутого объема кабины. При таких условиях

$$R = 10^{0,1 \Delta L} - 1,$$

где  $\Delta L = L_2 - L_1$ ;  $L_2$  – уровень звукового давления внутри замкнутого объема кабины 3;  $L_1$  – уровень звукового давления снаружи.

В работе [2]  $\alpha_{\text{ср}} = 8\pi r^2 / (RA_{\text{н}} + 8\pi r^2)$ .

При возбуждении звукового поля чистым синусоидальным сигналом в замкнутом объеме кабины возникают стоячие волны. Поэтому при измерениях следует использовать сигнал белого шума или воющего тона.

Метод определения  $\alpha_{\text{ср}}$  опробован на Минском тракторном заводе. При измерениях использовалась прецизионная шумоизмерительная аппаратура фирмы "Брюль и Кьер" (Дания). Результаты оценки  $\alpha_{\text{ср}}$  для унифицированной кабины тракторов "Беларусь":

октавные полосы со средне-геометрическими частотами, Гц	500,	1000,	2000,	4000,	8000
средние коэффициенты звукопоглощения	0,12	0,13	0,16	0,2	0,2

Предложенный метод может быть использован для оценки  $\alpha_{\text{ср}}$  в кабинах транспортных средств, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин,

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по технической акустике / Под ред. М.Хекла и Х.А.Мюллера. – Л., 1980. – 388 с. 2. А.с.1265488 (СССР). Устройство для измерения среднего коэффициента звукопоглощения замкнутого объема / А.Ф. Андреев, Р.И. Крживицкий, М.А. Разумовский, В.В. Кухаренко и др.

## СИСТЕМА ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРАМИ НА ПОЛИГОНАХ ДЛЯ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Для проведения ускоренных прочностных испытаний мобильной сельскохозяйственной техники, ее отдельных узлов и деталей на машиностроительных станциях агропрома и заводах-изготовителях используются полигоны различных конструкций.

На Минском тракторном заводе построены полигоны в виде замкнутых круговых дорожек, имеющих бетонное покрытие, конструкция которых обеспечивает возможность устанавливать на них различные препятствия. Трактор, двигаясь через препятствия, испытывает циклические знакопеременные нагрузки. При этом частота и интенсивность нагружения деталей и узлов трактора зависят от количества и высоты препятствий, установленных на полигоне, и скорости движения трактора.

Результаты прочностных испытаний позволяют рассчитать предполагаемый срок эксплуатации деталей и узлов.

Водитель не должен находиться на тракторе во время испытания из-за сложных условий его проведения. На МТЗ разработана и внедрена беспроводная система дистанционного управления (СДУ) тракторами, которая обеспечивает выполнение следующих команд: запуск двигателя, управление муфтой сцепления, глушение двигателя, аварийная остановка. При необходимости количество команд может быть увеличено.

Структурная схема СДУ изображена на рис. 1. Она основана на принципе

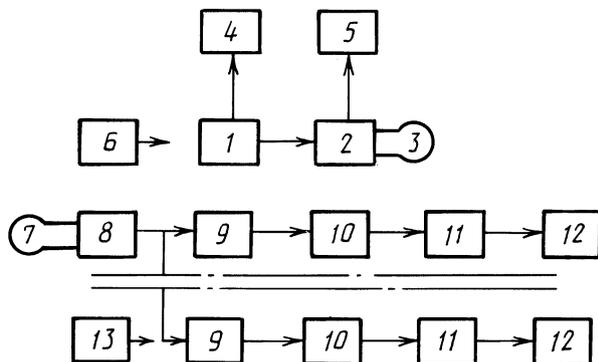


Рис. 1. Структурная схема системы дистанционного управления :

1 – частотный генератор; 2 – усилитель; 3 – излучающий контур; 4 – электронный секундомер; 5 – устройство контроля; 6 – источник питания; 7 – приемный контур; 8 – входной усилитель; 9 – канальные фильтры; 10 – детекторы; 11 – выходные ключи; 12 – исполнительные механизмы; 13 – источник питания приемника

индуктивной связи. В системе используются два индуктивно связанных контура — передающий и приемный. Передающим контуром служит специальный кабель, уложенный в грунте вдоль внешней кромки круговой дорожки. Приемный контур представляет катушку индуктивности, установленную на тракторе и ориентированную определенным образом по отношению к передающему контуру.

В помещении оператора расположен пульт управления, в котором имеются задающий генератор, усилитель, источник питания, органы управления и контроля, а также электронный секундомер, используемый для измерения скорости движения трактора.

Каждой команде, передаваемой на трактор, соответствует сигнал определенной частоты, который вырабатывается задающим генератором. В качестве задающего генератора используется мультивибратор, выполненный на логических элементах с положительной обратной связью и кварцевым стабилизатором частоты. Необходимый ряд высокостабильных частот, на которых передаются команды, получается путем деления исходной частоты мультивибратора десятичными счетчиками и триггерами. При помощи кнопок сигналы нужных команд подаются на вход усилителя мощности и после усиления поступают в передающий контур.

Приемная часть системы, расположенная на тракторе, состоит из приемного контура, входного усилителя, блоков командных фильтров, детекторов, входных ключей и блока питания.

Наведенная в приемном контуре ЭДС поступает на входной усилитель с автоматической регулировкой. Сигнал на выходе усилителя имеет постоянный уровень при изменении входного сигнала в заданных пределах. После усиления сигнал поступает на блок командных фильтров. Сигнал передаваемой команды появится на выходе того фильтра, который настроен на частоту этой команды. Каждый из избирательных фильтров построен на операционных усилителях и представляет активный полосовой RC-фильтр, который имеет высокие добротность и коэффициент передачи.

После детектирования и усиления сигнал поступает на обмотку электромагнитного реле выходного ключа. Контакты реле управляют исполнительными механизмами.

Сигнал аварийной остановки передается постоянно и служит для автоматической остановки трактора при отклонении его движения от заданной траектории, а также при неисправностях СДУ. В этом случае сигнал на входе будет отсутствовать или уровень его будет меньше порогового, при котором автоматическим регулированием поддерживается на выходе усилителя амплитуда сигнала, необходимого для работы фильтров. На выходе фильтра, настроенного на частоту команды аварийной остановки, сигнал будет отсутствовать, что приведет к срабатыванию механизма глушения и остановке трактора. Одновременно срабатывает аварийная звуковая сигнализация на тракторе. Аварийная остановка трактора произойдет и при падении давления в смазочной системе и перегреве двигателя.

Управление запуском двигателя и выключение муфты сцепления осуществляется одной командой. При запуске двигателя происходит одновременное выключение муфты сцепления, что исключает случайное трогание трактора с

места. Подача этой команды при работающем двигателе приводит лишь к выключению муфты сцепления.

Используемые конструктивные решения СДУ позволяют осуществлять автоматическое управление командами в любой заданной последовательности. В этом случае управление системой осуществляется не оператором, а при помощи магнитофона, на ленте которого предварительно записаны сигналы управления. На тракторе не предусмотрено переключение передач в движении.

Эксплуатация СДУ (с 1981 г.) подтвердила правильность основополагающих принципов ее создания. Система высокоэффективна и надежна, ее можно быстро устанавливать на другой объект испытаний практически без переналадки. Недостатки СДУ: невысокая устойчивость к помехам, создаваемым тракторным электрооборудованием; подверженность влиянию низких отрицательных температур; ненадежность отдельных радиоэлементов в условиях высоких динамических нагрузок. Проведение мероприятий, не требующих принципиальных изменений системы, применение более надежных элементов будут способствовать их устранению.

УДК 629.114.2

В. В. ЯЦКЕВИЧ, В. Э. ЯНЧЕВСКИЙ

## СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ТРАКТОРОВ

Современный универсальный трактор характеризуется значительным количеством агрегатируемых с ним орудий, разнообразием выполняемых технологических процессов. Требуемый диапазон рабочих скоростей составляет приблизительно 0,05...11 м/с (0,2...40 км/ч). Для наиболее эффективной работы трактора коробка передач (КП) должна обеспечивать работу двигателя на номинальной частоте вращения его вала при любых скоростях движения трактора. Отсюда вытекает требование к максимально возможному количеству его рабочих скоростей.

На выпускаемых в настоящее время универсальных тракторах встречаются в основном три типа КП: ступенчатая механическая; ступенчатая гидромеханическая с переключением передач без разрыва силового потока; бесступенчатая. Пока среди всех КП тракторов как отечественного, так и зарубежного производства преобладают механические ступенчатые коробки с зубчатыми муфтами, подвижными каретками, синхронизаторами.

При проектировании трактора необходимо определить число передач КП. С одной стороны, в целях более эффективного использования трактора на всех операциях необходимо обеспечить максимально возможное количество передач. С другой, выбор номера передачи и момента ее переключения при работе трактора зависит от квалификации оператора и степени его усталости. При большом количестве передач тракторист практически не может выбрать оптимальную на определенный момент. Кроме того, в результате частого переключения передач повышается утомляемость оператора. Таким образом, эффект от использования большого числа передач может быть получен лишь при наличии устройства автоматического их переключения.

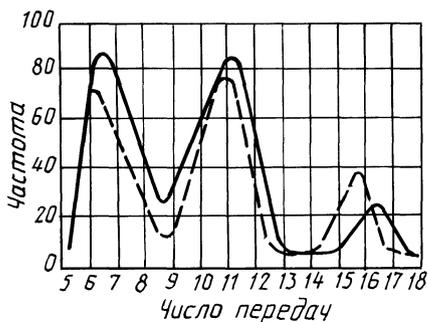


Рис. 1. Статистическое распределение чисел передач переднего хода тракторов, выполненных:

— по колесной схеме 4 x 2; — — — по колесной схеме 4 x 4 с разными колесами

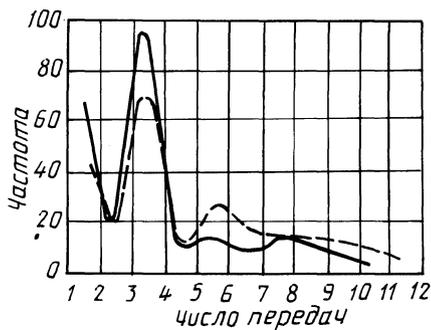


Рис. 2. Статистическое распределение чисел передач заднего хода тракторов, выполненных:

— по колесной схеме 4 x 2; — — — по колесной схеме 4 x 4 с разными колесами

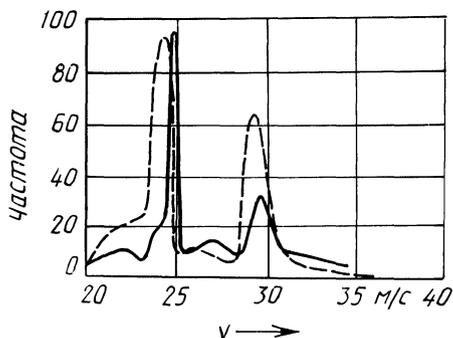


Рис. 3. Статистическое распределение максимальных скоростей движения тракторов, выполненных:

— по колесной схеме 4 X 2; — — — по колесной схеме 4 X 4 с разными колесами

В конструкциях современных универсальных тракторов число передач переднего хода колеблется от 5 до 18 и даже до 24 (МТЗ-100/102), число передач заднего хода — от 1 до 12 (в тракторах с реверсивной трансмиссией число передач переднего и заднего хода одинаково).

Для определения тенденций развития трансмиссий универсальных тракторов был проведен статистический анализ большого числа их моделей, выпускаемых в СССР и за рубежом. Для анализа были отобраны 444 модели тракторов, из них 237 выполненных по колесной схеме 4 x 2 и 207 — по схеме 4 x 4 с разными (меньшими передними) колесами.

По результатам статистического анализа были построены гистограммы частот чисел передач и максимальных скоростей и преобразованы в полигоны частот статистического распределения чисел передач переднего хода (рис. 1), заднего (рис. 2) и максимальных скоростей движения (рис. 3) тракторов, выполненных по колесным схемам 4 x 2 и 4 x 4.

По закону больших чисел полученные полигоны частот с достаточной степенью точности дают представление о графиках плотности распределения.

Из рис. 1 видно, что для тракторов, выполненных по обеим колесным схемам, характерны приблизительно одинаковые диапазоны чисел передач — 5—18. Обе кривые являются полимодальными и имеют по три максимума.

Табл. 1. Распределение моделей тракторов по условным группам

Передача	Колесная схема	Условная группа тракторов	Диапазон чисел передач	Значение моды для условной группы	Частота моды	Статистическое среднее чисел передач	Дисперсия	Среднее квадратическое отклонение
Переднего хода	4×2	I	5–8	6,7	87	10,75	4,29	2,07
		II	9–13	10,8	85			
		III	14–18	16,2	24			
	4×4	I	5–8	6,7	68	11,45	9,12	3,02
		II	9–13	10,7	75			
		III	14–18	15,8	38			
Заднего хода	4×2	I	1–2	1,6	68	4,03	4,29	2,07
		II	3–4	3,3	94			
		III	5–12	–	–			
	4×4	I	1–2	1,6	44	1,65	5,27	1,03
		II	3–4	3,2	67			
		III	5–12	5,2	26			

Табл. 2. Характеристики коробок передач советских универсальных тракторов

Модель	Число передач переднего хода	Число передач заднего хода	Максимальная скорость, м/с (км/ч)
МТЗ-50/52	9	2	7,17 (25,8)
МТЗ-80/82	18	4	9,27 (33,4)
МТЗ-100/102	24	12	9,53 (34,3)
МТЗ-142	16	8	9,36 (33,7)
ЮМЗ-6Л	5	1	6,81 (24,5)
T-40M	6	6	8,33 (30)
T-28	6	3	7,7 (27,5)
T-25A	8	6	6,08 (21,9)
T-16M	6	1	6,44 (23,17)

Очевидно, что отобранные тракторы каждой схемы можно разбить на три группы.

Распределение моделей статистической выборки тракторов по условным группам в зависимости от числа передач переднего и заднего ходов представлено в табл. 1.

В первую группу отобраны 92 модели тракторов, выполненных по схеме  $4 \times 2$ , и 79 — по  $4 \times 4$ . Для этой группы тракторов, выполненных по обеим схемам, число передач переднего хода равно 5...8.

Вторая условная группа получилась самой большой: по 9...13 передач имеют 103 модели тракторов, выполненных по схеме  $4 \times 2$ , и 84 — по схеме  $4 \times 4$ .

Меньше всего моделей попало в третью условную группу (14...18 передач переднего хода) — 39 моделей схемы  $4 \times 2$  и 44 модели схемы  $4 \times 4$ .

В зависимости от количества передач заднего хода всю выборку тракторов можно также разбить на три группы. Как видно из табл. 1, самую многочисленную (вторую) группу составляют тракторы с 3–4 передачами заднего хода.

Из графика статистического распределения максимальных скоростей тракторов видно, что для тракторов, выполненных по обеим колесным схемам, значения максимальных скоростей в основном лежат в диапазоне 5,5–9,7 м/с (20–35 км/ч). При этом наблюдаются два ярко выраженных максимума: 6,6–6,9 м/с (24–25 км/ч) и 8–8,3 м/с (29–30 км/ч).

Значения максимальных скоростей тракторов в подавляющем большинстве случаев лежат в двух интервалах: 6,4–7,2 м/с (23–26 км/ч) и 7,7–8,6 м/с (28–31 км/ч).

Для статистического распределения максимальных скоростей тракторов, выполненных по колесной схеме  $4 \times 2$ , математическое ожидание  $M = 25,84$  км/ч, дисперсия  $D = 4,78$ , среднее квадратическое отклонение  $\sigma = 2,94$ ; по схеме  $4 \times 4$  с разными колесами — соответственно 26,89 км/ч, 8,67 и 2,95.

На основании проведенного статистического анализа характеристик большого количества современных универсальных тракторов можно сделать вывод, что, несмотря на многообразие конструкций КП и их параметров, выделяются три группы тракторов с наиболее характерным числом передач. Очевидно, что самые распространенные числа передач переднего хода лежат в диапазонах 6–8; 10–12 и 15–17; заднего хода — 1; 3–4; 7–8.

Таким образом, в зависимости от количества передач можно выделить три характерных типа тракторов. К первому типу относятся в основном недорогие модели, чаще с колесной формулой  $4 \times 2$ , имеющие 5...8 передач переднего хода. КП чаще всего механическая ступенчатая. Доля таких тракторов в общем объеме выборки составляет 30...35 %.

Тракторы второй условной группы, самой большой, имеют 9...13 передач переднего хода. КП либо механическая ступенчатая, либо гидромеханическая с переключением на ходу. Доля таких тракторов составляет 35...45 % от общего объема выборки.

Число передач заднего хода у тракторов 1-й и 2-й условных групп, как правило, не больше четырех.

К третьей группе относятся тракторы с 15...18 передачами переднего хода, чаще выполненные по колесной схеме  $4 \times 4$ .

В табл. 2 приведены основные характеристики трансмиссий отечественных универсальных тракторов.

Из данных табл. 1 и 2 следует, что отечественные универсальные тракторы по числу передач в основном соответствуют условной их разбивке по группам. Так, тракторы Т-40М, Т-28, Т-25, Т-16М и ЮМЗ-6 по числу передач принадлежат к 1-й группе, МТЗ-50/52 — ко 2-й, МТЗ-80/82 и МТЗ-142 — к 3-й.

Приведенный статистический анализ позволил обобщить данные по большому количеству моделей универсальных тракторов и выявить определенные закономерности в числах передач их трансмиссий. Результаты анализа помогут конструкторам при проектировании трансмиссий.

## ОБЩИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА УРАВНОВЕШЕННОСТИ МНОГОРЯДНЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Исследование уравновешенности поршневых двигателей на стадии проектирования имеет важное значение для определения оптимальной (по критерию уравновешенности) конструктивной схемы двигателя, а также выявления неуравновешенных возмущающих сил и моментов с целью выбора и расчета подвески. Формулы для анализа уравновешенности двухрядных одновальных поршневых двигателей [2] непригодны при анализе уравновешенности многорядных двигателей, создаваемых для тепловозов и других энергоемких силовых установок.

Принципиальная конструктивная схема многорядного многоцилиндрового двигателя (типа  $m \times n$ ) представлена на рис. 1.

Методика анализа уравновешенности многорядного двигателя по общим зависимостям основывается на определении проекций на оси прямоугольной системы координат (оси  $OX$  и  $OY$ ) векторов результирующих сил инерции и их моментов [1]. По проекциям векторов определяются значения векторов неуравновешенных сил (моментов) и их направление относительно оси  $OX$ :  $OX$  — координатная ось, направленная вдоль оси первого (переднего) цилиндра в первой кривошипной плоскости (плоскости вращения кривошипа) от коленчатого вала к поршню;  $OY$  — координатная ось, перпендикулярная к осям коленчатого вала и переднего цилиндра в первой кривошипной плоскости, направленная от оси коленчатого вала;  $i$  — порядковый номер плоскостей (от первой кривошипной плоскости), перпендикулярных к оси коленчатого вала;  $n$  — число плоскостей, перпендикулярных к оси коленчатого вала;  $k$  — порядковый номер цилиндров в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала (нумерация ведется по ходу вращения коленчатого вала от первого цилиндра. Оси первых цилиндров во всех кривошипных плоскостях расположены в продольной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и ось  $OX$ );  $m$  — число осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала;  $\gamma_{i,k}$  — угол между осями первого цилиндра в первой плоскости и  $k$ -го цилиндра в  $i$ -й плоскости;  $\delta_{i,k}$  — угол между первым кривошипом первого цилиндра в первой плоскости и кривошипом  $k$ -го цилиндра в  $i$ -й плоскости;  $R$  — радиус кривошипа коленчатого вала;  $\alpha$  — угол поворота коленчатого вала (отсчитывается по первому кривошипу коленчатого вала от оси  $OX$  — по ходу вращения);  $\omega$  — угловая скорость вращения коленчатого вала;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;  $m_i$  — масса элементов (масса поршня и верхней головки шатуна) кривошипно-шатунного механизма (к.ш.м.) одного цилиндра, совершающих возвратно-поступательное движение;  $m_r$  — масса элементов (масса кривошипа и нижней головки шатуна) к.ш.м. одного цилиндра, совершающих вращательное движение;  $a$  — расстояние между осями смежных цилиндров в одном ряду;  $b$  — смещение смежных рядов цилиндров (блоков). Остальные обозначения см. в работе [2].

Приводим общие зависимости для анализа уравновешенности многоряд-

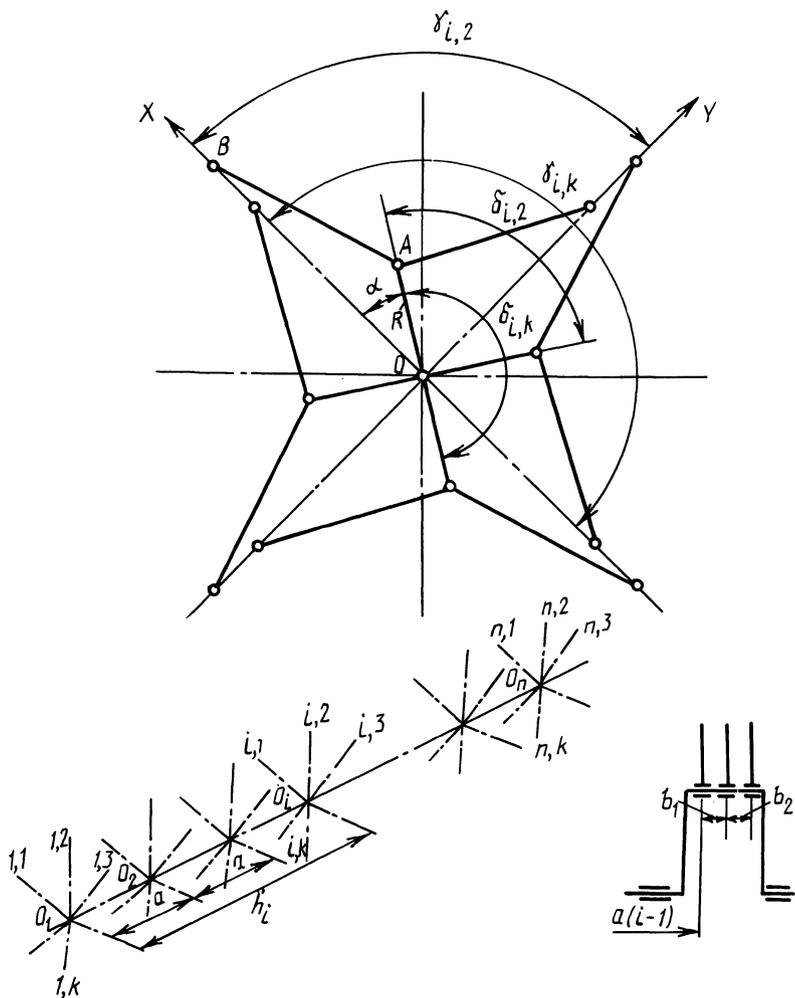


Рис. 1. Схема для анализа уравновешенности многорядных поршневых двигателей (типа  $m \times n$ )

ных поршневых двигателей.

Результирующая сила инерции первого порядка

$$\Sigma F_{jI} = [(\Sigma F_{jI(x)})^2 + (\Sigma F_{jI(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\Sigma F_{jI(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{jIi,k(x)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \cos \gamma_{i,k} \cos(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k});$$

$$\Sigma F_{jI(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{jIi,k(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \sin \gamma_{i,k} \cos(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k})$$

Угол между линией действия результирующего вектора и осью  $OX$

$$\cos \varphi_{\text{Иотн}} = |\Sigma F_{jI(x)}| / \Sigma F_{jI}.$$

Результирующая сила инерции второго порядка

$$\Sigma F_{jII} = [(\Sigma F_{jII(x)})^2 + (\Sigma F_{jII(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\Sigma F_{jII(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{jIIi,k(x)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \cos \gamma_{i,k} \cos[2(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k})];$$

$$\Sigma F_{jII(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{jIIi,k(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \sin \gamma_{i,k} \cos[2(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k})];$$

$$\cos \varphi_{II\text{отн}} = |\Sigma F_{jII(x)}| / \Sigma F_{jII}.$$

Результирующая центробежная сила

$$\Sigma F_r = [(\Sigma F_{r(x)})^2 + (\Sigma F_{r(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\Sigma F_{r(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{ri,k(x)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \cos(\alpha + \delta_{i,k});$$

$$\Sigma F_{r(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m F_{ri,k(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m \sin(\alpha + \delta_{i,k});$$

$$\cos \varphi_{r\text{отн}} = |\Sigma F_{r(x)}| / \Sigma F_r.$$

Результирующий момент сил инерции первого порядка

$$\Sigma M_{jI} = [(\Sigma M_{jI(x)})^2 + (\Sigma M_{jI(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\Sigma M_{jI(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{jIIi,k(x)} = -m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \sin \gamma_{i,k} \cos(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k});$$

$$\Sigma M_{jI(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{jIIi,k(y)} = m_j R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \cos \gamma_{i,k} \cos(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k});$$

$$h_{i,k} = (i-1)a + (k-1)b.$$

Угол между линией действия вектора результирующего момента и осью  $OX$

$$\cos \varphi_{\text{Иотн}} = \frac{|\sum M_{jI(x)}|}{\sum M_{jI}}$$

Результирующий момент сил инерции второго порядка

$$\sum M_{jII} = [(\sum M_{jII(x)})^2 + (\sum M_{jII(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\sum M_{jII(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{jIIi,k(x)} = -m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \sin \gamma_{i,k} \cos [2(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k})];$$

$$\sum M_{jII(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{jIIi,k(y)} = m_j R \omega^2 \lambda \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \cos \gamma_{i,k} \cos [2(\alpha + \delta_{i,k} - \gamma_{i,k})];$$

$$\cos \psi_{\text{IIотн}} = |\sum M_{jII(x)}| / \sum M_{jII}.$$

Результирующий момент центробежных сил инерции

$$\sum M_r = [(\sum M_{r(x)})^2 + (\sum M_{r(y)})^2]^{1/2},$$

где

$$\sum M_{r(x)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{ri,k(x)} = -m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \sin(\alpha + \delta_{i,k});$$

$$\sum M_{r(y)} = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m M_{ri,k(y)} = m_r R \omega^2 \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^m h_{i,k} \cos(\alpha + \delta_{i,k});$$

$$\cos \psi_{\text{rотн}} = |\sum M_{r(x)}| / \sum M_r.$$

Проверка по условию приведения системы сил только к результирующей (выполняется для случая, когда  $\sum F_{\xi} \neq 0$  и  $\sum M_{\xi} \neq 0$ ):

$$\sum F_{\xi(x)} \sum M_{\xi(x)} + \sum F_{\xi(y)} \sum M_{\xi(y)} = 0,$$

где  $\xi = I, II, r$ .

Приведенные зависимости пригодны для анализа уравновешенности одновальных поршневых двигателей различных конструктивных схем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Железко Б.Е. Основы теории и динамика автомобильных и тракторных двигателей. — Минск, 1980. — 304 с. 2. Общие формулы анализа уравновешенности поршневых автотракторных двигателей // Двигателестроение. — 1979. — № 3. — С. 15–17.

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Увеличение удельной мощности двигателя за счет применения турбонаддува ведет к повышению его механической и тепловой напряженности.

На показатели рабочего цикла дизеля с наддувом оказывают влияние конструктивно-регулируемые параметры топливной аппаратуры, давление и температура наддувочного воздуха [1].

В данной статье приводятся результаты исследования параметров топливной аппаратуры и наддувочного воздуха, ограничивающих динамические показатели рабочего цикла двигателя при обеспечении его высокой экономичности. Испытывался двигатель размерностью 110 × 125, форсированный до  $p_e = 1,2$  МПа. Программой испытаний предусматривалось проведение аналитических и экспериментальных исследований.

Целью аналитических исследований было предварительное определение давления и температуры наддувочного воздуха, обеспечивающих получение среднего индикаторного давления  $p_i = 1,42$  МПа, соответствующего заданной степени форсирования двигателя. Исследования проводились на ЭВМ ЕС 1035 по методике, приведенной в работе [2]. Были составлены программы моделирования рабочего цикла дизеля и ускоренной обработки результатов моделирования.

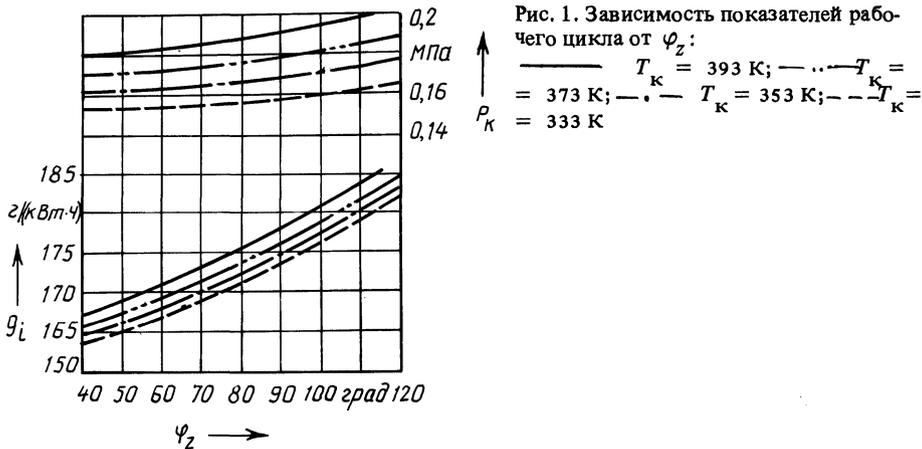
При исследованиях использовались следующие основные исходные данные: давление наддувочного воздуха  $p_k = 0,14; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22$  МПа; температура наддувочного воздуха  $T_k^k = 333; 353; 373; 393$  К; продолжительность сгорания  $\varphi_z = 40; 60; 80; 100$  и  $120$  град п.к.в. Степень сжатия и коэффициент избыточного воздуха оставались постоянными —  $\epsilon = 15$  и  $\alpha = 1,8$ . Значения давления и температуры наддувочного воздуха, принятые для расчетов, выбраны с учетом его промежуточного охлаждения.

В результате аналитических исследований для  $p_i = 1,42$  МПа получена зависимость удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$  и  $p_k$  от  $\varphi_z$  при различных значениях  $T_k$  (рис. 1).

Из приведенного графика следует, что с ростом  $\varphi_z$  при постоянном значении  $T_k$  увеличивается  $g_i$  и повышается  $p_k$ , требуемое для обеспечения постоянного  $p_i$ . При постоянной  $\varphi_z$  с повышением  $T_k$  увеличиваются  $g_i$  и  $p_k$ . Так, повышение  $T_k$  от 333 до 390 К при  $\varphi_z = 100$  град п.к.в. приводит к увеличению  $g_i$  на  $5 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$  и  $P_k$  на  $\sim 0,035$  МПа.

Исследуемый двигатель относится к быстроходным тракторным дизелям с полуразделенной камерой сгорания типа ЦНИДИ с  $\varphi_z = 100 \dots 120$  град п.к.в. Поэтому на основании полученных данных для проведения экспериментальных исследований были выбраны  $p_k = 0,16 \dots 0,20$  МПа и  $T_k = 333 \dots 373$  К.

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке размерностью 110 × 125 мм. Установка была оборудована системой наддува, позволяющей регулировать давление и температуру наддувочного воз-



духа. Для индицирования рабочего цикла и осциллографирования процесса топливоподачи использовался пьезоэлектрический индикатор давления. Установка была укомплектована поршнем с камерой сгорания типа ЦНИДИ, форсункой ФД-22 с пятисопловым распылителем и секцией топливного насоса УТН-5.

В процессе исследований снимались регулировочные характеристики по углу опережения впрыска топлива ( $n = 2200$  об/мин и  $p_i = 1,42$  МПа), участки нагрузочных характеристик при номинальных частотах вращения коленчатого вала  $n = 2200$  об/мин и  $n = 1700$  об/мин, соответствующих режиму максимального крутящего момента.

При проведении исследований по выбору параметров топливной аппаратуры определялась зависимость процесса топливоподачи и рабочего цикла двигателя от эффективной площади сечения распылителей, усилия затяжки пружины форсунки, комплектации насосной секции.

Исследовались следующие варианты комплектации насосной секции: плунжер диаметром  $d_{пл} = 9$  или  $10$  мм; нагнетательный клапан с объемом разгрузки  $V_{кл} = 50$  или  $65$  мм<sup>3</sup>; вытеснитель объемом  $500$  мм<sup>3</sup> в штуцере топливного насоса (или без него).

Результаты исследований показывают, что как при номинальном режиме работы двигателя ( $n = 2200$  об/мин,  $p_i = 1,42$  МПа), так и режиме максимального крутящего момента ( $n = 1700$  об/мин,  $p_i = 1,43$  МПа) с увеличением сечения распылителей  $\mu f$  от  $0,24$  до  $0,28$  мм<sup>2</sup> удельный расход топлива снижается, а увеличение от  $0,28$  до  $0,32$  мм<sup>2</sup> практически не влияет на него. Увеличение усилия затяжки пружины форсунки с  $17$  до  $25$  МПа не повлияло на удельный индикаторный расход топлива.

При комплектации двигателя опытными насосными секциями расход топлива был один и тот же, но использование плунжера  $d_{пл} = 10$  мм взамен  $d_{пл} = 9$  мм приводит к некоторому его уменьшению.

Анализ результатов осциллографирования процесса топливоподачи показывает, что при номинальном режиме работы двигателя ( $d_{пл} = 9$  мм,  $V_{кл} = 65$  мм<sup>3</sup>) без вытеснителя максимальное давление впрыска топлива  $p_{тmax} = 36$  МПа, продолжительность впрыска  $\varphi_{впр} = 33$  град п.к.в., действительный

Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла от  $T_K$  ( $\theta = 26$  град п.к.в.;  $p_K = 0,2$  МПа;  $p_i = 1,42$  МПа)

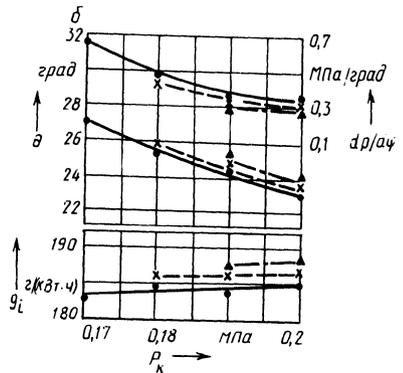
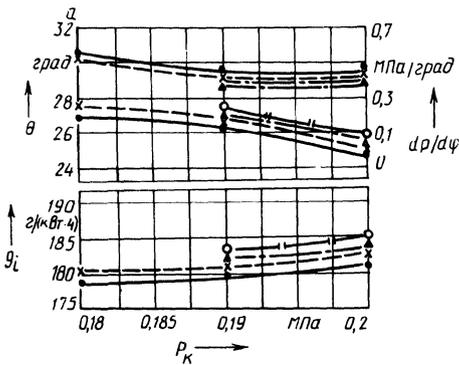
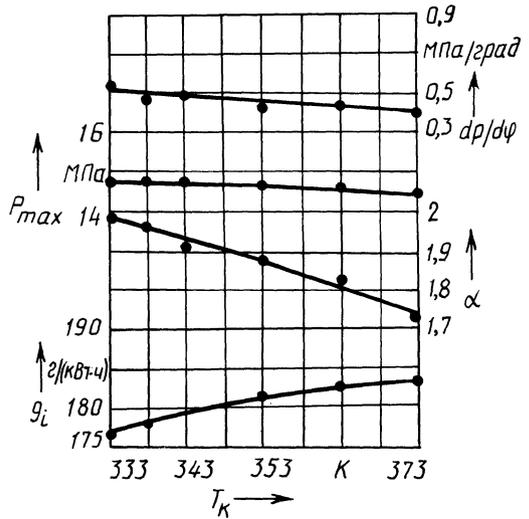


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла от  $p_K$  при ограниченном  $p_{max}$  ( $n = 2200$  об/мин,  $p_i = 1,42$  МПа):

а -  $p_{max} = 14$  МПа; б -  $p_{max} = 13$  МПа;  $\cdot$  —  $T_K = 333$  К;  $\times$  —  $T_K = 343$  К;  $\blacktriangle$  —  $T_K = 353$  К;  $\circ$  —  $T_K = 363$  К

угол опережения впрыска топлива  $\theta_d = 17$  град п.к.в., остаточное давление в топливопроводе  $p_o = 5$  МПа и максимальное давление отраженной волны  $p_B = 7,5$  МПа.

Как при номинальном режиме работы двигателя, так и режиме максимального крутящего момента при неизменном диаметре плунжера продолжительность и максимальное давление впрыска топлива не зависят от комплектации насосной секции. При наличии вытеснителя в штуцере насоса действительный угол опережения впрыска увеличивается на  $0,5 \dots 1$  град п.к.в.

Установка плунжера диаметром 10 мм взамен 9 мм привела к повышению  $p_{Tmax}$  в среднем на  $1 \dots 3$  МПа, уменьшению остаточного давления на  $1,5$  МПа и

сокращения продолжительности впрыска на 1...2,5 град п.к.в. С увеличением объема разгрузки уменьшается остаточное давление в топливопроводе.

Для насосных секций всех опытных вариантов отмечены колебания давления в нагнетательном трубопроводе после посадки иглы. Максимальные давления отраженных волн и их продолжительность уменьшаются при наличии вытеснителя и увеличении объема разгрузки.

В процессе испытаний дополнительных впрысков топлива не отмечено.

Результаты индицирования двигателя показали, что при постоянном диаметре плунжера изменение комплектации насосной секции не влияет на максимальное давление  $p_{\max}$  и жесткость сгорания  $dp/d\varphi$ . Увеличение диаметра плунжера до 10 мм привело к повышению  $p_{\max}$  на 1...2 МПа и жесткости сгорания на 0,15...0,25 МПа/град.

Таким образом, для высокофорсированного двигателя рекомендуется следующая комплектация топливной секции: диаметр плунжера 9 мм; нагнетательный клапан с объемом разгрузки 65 мм без вытеснителя; пятаиспловый распылитель с  $\mu f = 0,28...0,32 \text{ мм}^2$ ; усилие затяжки пружины форсунки  $p_{\phi} = 21 \text{ МПа}$ .

Были проведены исследования влияния угла опережения впрыска топлива на экономические и динамические показатели рабочего цикла дизеля при различных значениях параметров наддувочного воздуха. Полученные данные показывают, что оптимальный угол опережения впрыска топлива с ростом  $T_{\kappa}$  и уменьшением  $p_{\kappa}$  увеличивается. Это связано с уменьшением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и скорости сгорания топлива. Так, при снижении  $p_{\kappa}$  с 0,2 до 0,17 МПа при неизменной  $T_{\kappa} = 333 \text{ К}$   $\theta_{\text{опт}}$  увеличивается на 2 град п.к.в.

Характер влияния  $\theta$  на показатели двигателя при различных  $p_{\kappa}$  и  $T_{\kappa}$  аналогичен: с уменьшением оптимального значения  $\theta$  увеличивается удельный расход топлива, снижаются максимальное давление газов в цилиндре и жесткость сгорания. При  $p_{\kappa} = 0,20 \text{ МПа}$  и  $T_{\kappa} = 343 \text{ К}$  уменьшение  $\theta$  от 26 до 24 град п.к.в. ведет к увеличению  $g_i$  от 180 г/(кВт·ч) до 182 г/(кВт·ч), снижению  $p_{\max}$  с 14,9 до 13,7 МПа и  $dp/d\varphi$  от 0,57 до 0,42 МПа/град.

Исследования показали, что при неизменном  $\theta$  с уменьшением  $T_{\kappa}$  снижается  $g_i$ , растут  $p_{\max}$  и  $dp/d\varphi$  (рис. 2). При снижении  $T_{\kappa}$  на 10 град  $g_i$  уменьшается на 1,5 г/(кВт·ч),  $p_{\max}$  увеличивается на 0,1 МПа,  $dp/d\varphi$  — на 0,02 МПа/град.

При неизменной  $T_{\kappa}$  с увеличением  $p_{\kappa}$  на 0,01 МПа  $g_i$  уменьшается примерно на 3 г/(кВт·ч). Однако с ростом  $p_{\kappa}$  значительно увеличиваются  $p_{\max}$  и  $dp/d\varphi$ . Увеличение  $p_{\kappa}$  на 0,01 МПа ведет к повышению  $p_{\max}$  на 1 МПа,  $dp/d\varphi$  — на 0,08 МПа/град.

Путем обработки полученных результатов исследований построены графики зависимостей показателей рабочего цикла дизеля от  $p_{\kappa}$  при  $p_{\max} = 14$  и 15 МПа (рис. 3). По этим графикам можно определить значения давления и температуры наддувочного воздуха, обеспечивающие заданное  $p_{\max}$  при  $p_i = 1,42 \text{ МПа}$ .

Так,  $p_{\max} = 13 \text{ МПа}$  достигается при  $T_{\kappa} = 333 \text{ К}$  в диапазоне изменения давления  $p_{\kappa}$  от 0,18 до 0,20 МПа; при  $T_{\kappa} = 343...363 \text{ К}$  заданное  $p_i$  обеспечивается  $p_{\kappa} = 0,19...0,20 \text{ МПа}$ . С уменьшением  $p_{\kappa}$  при постоянном значении  $p_i$  удельный расход топлива несколько уменьшается, а установочный угол опережения впрыска топлива и жесткость процесса сгорания растут. С уменьшением допустимого значения  $p_{\max}$  ниже экономичность двигателя, снижаются  $dp/d\varphi$  и

$\theta$ . Например, при снижении  $p_{\max}$  от 14 до 13 МПа при  $T_k = 333 \text{ К}$  и  $p_k = 0,19 \text{ МПа}$  увеличивается  $g_i$  на  $4 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

Для номинального режима работы дизеля на основании проведенных исследований выбраны следующие параметры наддувочного воздуха:  $p_k = 0,19 \text{ МПа}$  и  $T_k = 333 \text{ К}$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис и др. — М., 1976. — 288 с. 2. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ // Автотракторостроение: Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. — Минск, 1978. — Вып. 11. — С. 107–112.

УДК 621.436-57

Ч.Б. ДРОБЫШЕВСКИЙ, В.Ф. БОРОВИКОВ

### К РАСЧЕТУ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ

Возможность пуска дизеля зависит от термодинамических параметров (давления и температуры) сжатого воздуха в момент впрыска топлива и последующей задержки его воспламенения. Таким образом, при оценке возможности пуска дизеля необходимо определить температуру и давление сжатого воздуха, зависящие от неравномерности прокручивания дизеля пусковым устройством. Такой аналитический расчет сложен из-за влияния на процесс сжатия факторов, трудно поддающихся анализу.

В работе [1] приведена термодинамическая зависимость, позволяющая с учетом теплового состояния двигателя, частоты его прокручивания и других факторов определить средний показатель политропы сжатия и соответственно давление и температуру сжатого воздуха при положении поршня в в.м.т. Количество теплоты политропного сжатия  $Q_1$  и отведенной в стенке камеры сжатия  $Q_2$  можно определить с помощью выражений:

$$Q_1 = m_3 c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_a (\epsilon_d^{n_1 - 1} - 1); \quad (1)$$

$$Q_2 = \alpha_{r, \text{cp}} (T_{\text{экв}} - T_{\text{ст}}) A \tau, \quad (2)$$

где  $m_3$  — масса, кг;  $c_v$  — теплоемкость, Дж/(кг·К);  $T_a$  — температура заряда, участвующего в процессе сжатия, К;  $n_1$  — показатель политропы сжатия;  $k$  — показатель адиабаты;  $\epsilon_d$  — действительная степень сжатия, соответствующая углу закрытия впускного клапана;  $\alpha_{r, \text{cp}}$  — средний за процесс сжатия коэффициент теплоотдачи сжатого воздуха, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{\text{экв}}$  — эквивалентная температура заряда:  $T_{\text{экв}} = \beta T_{\text{cp}}$ ;  $\beta = 1,1$ ;  $A$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\tau$  — продолжительность процесса сжатия, с.

Значение  $\alpha_{r, \text{cp}}$  получено путем термодинамической аппроксимации формулы Вошни:

$$a_r = 1883 d^{-0,2} v_{\text{п}}^{0,8} p^{0,8} T^{-0,53}, \quad (3)$$

где  $d$  — диаметр цилиндра, м;  $v_{\text{п}}$  — средняя скорость движения поршня, м/с;  $p$  — мгновенное значение давления, МПа;  $T$  — температура заряда, К.

Средний показатель политропы сжатия на режимах пуска дизеля определяется по выражению

$$\frac{p_a V_a \xi}{RT_a} c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_a (\epsilon_{\text{д}}^{n_1 - 1} - 1) + \frac{1883 \gamma v_{\text{п}}^{0,8} (p_a V_a \xi)^{0,53} (p_a V_a^n)^{0,27}}{T_a^{0,53} d^{0,2} V_h} \times \\ \times \frac{V_a^{0,47 - 0,27 n_1} - V_c^{0,47 - 0,27 n_1}}{0,47 - 0,27 n_1} \left[ T_a \frac{\epsilon_{\text{д}} (1 - \epsilon_{\text{д}}^{n_1 - 2})}{(\epsilon_{\text{д}} - 1) (2 - n_1)} \beta - T_{\text{ст}} \right] A \tau = 0, \quad (4)$$

где  $p_a$  — давление воздуха в конце наполнения цилиндра, МПа;  $V_a$  и  $V_c$  — объем сжатого воздуха в начале и конце сжатия, м<sup>3</sup>;  $R$  — удельная газовая постоянная:  $R = 287$  Дж/(кг · К);  $\xi$  — коэффициент сохранения заряда при сжатии: по данным работы [2]  $\xi = n^{0,32} / \epsilon_{\text{г}}^{0,65}$ ;  $n$  — частота вращения коленчатого вала при пуске дизеля, мин<sup>-1</sup>;  $\epsilon_{\text{г}}$  — геометрическая степень сжатия;  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий расхождение результатов для режимов пуска по сравнению с рабочими режимами;  $V_h$  — рабочий объем цилиндра с учетом запаздывания закрытия впускного клапана, м<sup>3</sup>.

Полученное трансцендентное уравнение (4) решено с использованием ЭВМ, в операторной части алгоритма был применен метод хорд. Полученные расчетные данные хорошо согласовывались с данными эксперимента, расхождение расчетных и экспериментальных  $p_c$ ,  $T_c$ ,  $n_1$  в зависимости от пусковой частоты вращения не превышало 3%.

Авторами данной статьи экспериментально установлено, что аппроксимация процесса сжатия политропным процессом с постоянным показателем политропы может быть удовлетворительной при частоте прокручивания дизеля  $n > 120 \dots 150$  мин<sup>-1</sup>. При низких частотах из-за возрастания неравномерности вращения коленчатого вала дизеля максимальные давление и температура смещаются от в.м.т. в сторону начала сжатия. Поэтому для этих частот необходимо получить диаграммы давления и температуры, а не только их значения в конце сжатия.

Задача определения текущих значений температуры и давления воздушно-го заряда в процессе сжатия сложна, так как задать неравномерность вращения коленчатого вала дизеля аналитически трудно. Поскольку неравномерность прокручивания дизеля влияет на  $\xi$  и согласно работам [2, 4] этот коэффициент при температурах 293...253 К и частоте вращения вала дизеля 50...250 мин<sup>-1</sup> постояен, можно утверждать, что в этом случае неравномерность прокручивания дизеля практически не меняется при  $n = \text{const}$ . Исследование пуска холодного дизеля достаточно проводить при температуре окружающей среды 263...243 К. Таким образом, экспериментальную зависимость в этом диапазоне температур  $n = f(a)$  при определенной частоте вращения можно использовать для расчета режимов прокручивания дизеля с различным подогре-

вом впускного воздуха и при изменении вязкости моторного масла.

Для такого расчета необходимо задавать значения коэффициента сохранения заряда  $\xi_T$  в процессе сжатия воздуха. Эту задачу можно решить следующим образом. При кусочно-непрерывной аппроксимации процесса сжатия в пределах элементарного изменения объема воздуха  $\Delta V$  (для удобства интегрирования) можно принять утечку воздуха через неплотности сопряжения поршень—цилиндр как утечку воздуха из цилиндра с постоянным давлением в нем, равным среднему давлению на участке сжатия. При сжатии воздушного заряда в дизеле Д-144 в пусковых режимах в диапазоне частот вращения вала 50...150 мин<sup>-1</sup> расход воздуха на утечки в подкритическом режиме составляет около 1 % и менее от общей утечки за процесс сжатия. Поэтому с целью упрощения расчета утечки воздушного заряда с достаточной точностью применяют формулу расхода воздуха (кг/с) при сверхкритическом режиме утечки [3]:

$$G = 40\,800 \mu A_o p_c T_c^{-0,5}, \quad (5)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода воздуха;  $A_o$  — площадь сечения отверстия, эквивалентного неплотностям сопряжения поршень—цилиндр, м<sup>2</sup>;  $p_c$  — давление среды, МПа;  $T_c$  — температура среды, К.

Коэффициент сохранения заряда при изменении  $V$  от  $V_i$  до  $V_{i+1}$

$$\xi_T = 1 - \frac{40\,800 \mu A_o p_{cp} \Delta \tau}{\sqrt{T_{cp}} m_i}, \quad (6)$$

где  $\Delta \tau$  — продолжительность сжатия, с;  $m_i$  — масса заряда в начале сжатия, кг.

Значение  $\mu A_o$  можно определить экспериментально.

При кусочно-непрерывной аппроксимации процесса сжатия воздуха с достаточно мелким шагом участков следует заменять  $T_{экр}$  средней температурой воздуха на участках  $T_{cp}$ .

Приравняв теплоту политропного сжатия и теплоту, отведенную в стенки камеры сжатия, получаем уравнение (4) с двумя неизвестными  $n_1$  и  $\xi_T$ , которое нужно решать совместно с уравнением (6):

$$\left. \begin{aligned} & \frac{p_i V_i \xi_T}{R T_i} c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} T_i [\epsilon^{n_1 - 1} - 1] + \\ & + \frac{1883 \gamma (v_n p_i)^{0,8} V_i^{0,27 n_1 + 0,53}}{d^{0,2} \Delta V T_i^{0,53}} \left( \frac{V_i^{0,47 - 0,27 n_1} - V_{i+1}^{0,47 - 0,27 n_1}}{0,47 - 0,27 n_1} \right) \times \\ & \times \left[ \frac{T_i \epsilon (1 - \epsilon^{n_1 - 2})}{(\epsilon - 1)(2 - n_1)} - T_{ст} \right] A \Delta \tau = 0; \\ & \xi_T = 1 - \frac{40\,800 \mu A_o p_i \epsilon^{0,5} (1 - \epsilon^{n_1 - 1}) \Delta \tau}{\sqrt{\frac{T_i (\epsilon - 1) (1 - \epsilon^{n_1 - 2})}{2 - n_1}} \frac{p_i V_i (1 - n_1)}{R T_i}} \end{aligned} \right\} (7)$$

При заданной неравномерности вращения коленчатого вала дизеля по известным геометрическим и кинематическим соотношениям легко определяются  $V_i$ ,  $\Delta V$ ,  $\epsilon$ ,  $v_{\text{п}}$ ,  $A$  для каждого участка. Определив средние значения  $n_1$  и  $\xi_{\text{т}}$  на участке, по известным соотношениям рассчитывают давление и температуру в конце каждого участка:

$$p_{i+1} = p_i \epsilon^{n_1}; \quad (8)$$

$$T_{i+1} = T_i \epsilon^{n_1 - 1} \quad (9)$$

Расчет термодинамических параметров процесса сжатия воздуха в цилиндре дизеля при пуске позволяет получить диаграммы давления и температуры сжатого воздуха и определить возможность появления первых вспышек топлива. Диаграммы позволяют оптимизировать впрыск топлива при пусковых режимах и условия применения различных средств облегчения пуска, в частности выбрать оптимальную температуру  $T_a$  в случае применения подогрева воздуха для улучшения пусковых качеств дизеля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. — Л., 1981. — 296 с. 2. Купершmidt В.Л. Влияние утечек заряда на процесс сжатия при пуске // Тракторы и сельхозмашины. — 1985. — № 8. — С. 12–14. 3. Герц Е.В., Рейнин К.В. Расчет пневмоприводов. — М., 1975. — 272 с. 4. Волчок Л.Я., Цаюн Н.П., Прокашко П.В. К вопросу о термодинамических процессах при переменном количестве газа // Изв. вузов СССР: Энергетика. — 1972. — № 2. — С. 128–131.

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 629.113.67.05

С.В. ШУМИК, С.С. КУЧУР

### МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ НА ЭВМ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО УРОВНЯ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Современный этап создания автомобильных транспортных средств (АТС) характеризуется внедрением новых прогрессивных методов их проектирования, основанных на широком использовании ЭВМ, систем автоматизированного проектирования (САПР). С целью создания подсистемы САПР для расчета и прогнозирования показателей ремонтпригодности (РП) разработан метод моделирования потенциального уровня РП на ЭВМ. Приведем краткое описание метода, общая схема которого дана на рис. 1.

На основании метода зависимостей (ГОСТ 23660–79) разработана инвариантная (объектно-независимая) интегральная математическая модель (ИММ) управления. Применение системного анализа позволило учесть все конструктивные параметры, определяющие затраты труда на замену их составных частей при технической эксплуатации. По результатам отсеивающего эксперимента, проведенного методом многофакторного анализа, исходными данными для расчета являются: число предварительно снимаемых сборочных единиц ( $x_1$ ), их масса ( $x_2$ ) и число разбираемых при этом резьбовых крепежных пар ( $x_3$ ) для обеспечения доступа к объекту технического воздействия; число разбираемых стопорений ( $x_4$ ), соединений с натягом ( $x_5$ ); масса заменяемой сборочной единицы ( $x_6$ ); число разбираемых крепежных пар в заменяемой сборочной единице ( $x_7$ ); количество (номенклатура) применяемого инструмента ( $x_8$ ); характеристика рабочей позы исполнителя ( $x_9$ ), оцениваемая соответствующими коэффициентами. Перечисленные параметры являются значимыми при проектировании АТС и определяются по конструкторской документации [2].

С целью повышения точности моделирования конструкция АТС условно разделена на однородные по всем параметрам  $x_k$  группы конструктивных составных частей (агрегаты, узлы, детали) — классы РП  $W_i$  [3] на основании использования основных положений теории многомерной классификации [1].

Регрессионные уравнения разработаны по каждому классу РП, внутри класса — по стадиям проектирования с учетом информации о параметрах по мере разработки проекта. Матрица ИММ управления потенциальным уровнем РП приведена в табл. 1 (1 — линейная модель; 2 — логарифмическая; 3 — сте-

пенная; 4 – экспоненциальная). Например, первое значение в первой строке в графе "Номер класса РП" относится к первому уравнению вида 1, второе – ко второму вида 2. Аналогично читается и информация относительно коэффициентов множественной корреляции.

Таким образом, ИММ управления потенциальным уровнем РП состоит из 55 частных регрессионных уравнений, дифференцированных по классам РП, стадиям проектирования в каждом классе РП. Для каждой стадии проектирования (проекты эскизный, технический, рабочий) разработано несколько моделей, что позволяет полнее учитывать данные конструкторской документации. В соответствии с анализом априорной информации о видах текущего ремонта (ТР) (под видом ТР понимается замена отказавшего агрегата, узла или детали) модели управления содержат различные комбинации конструктивных параметров и параметров, отражающих их совместное влияние. Это позволяет охватить практически все возможные виды ТР в условиях эксплуатации. Для

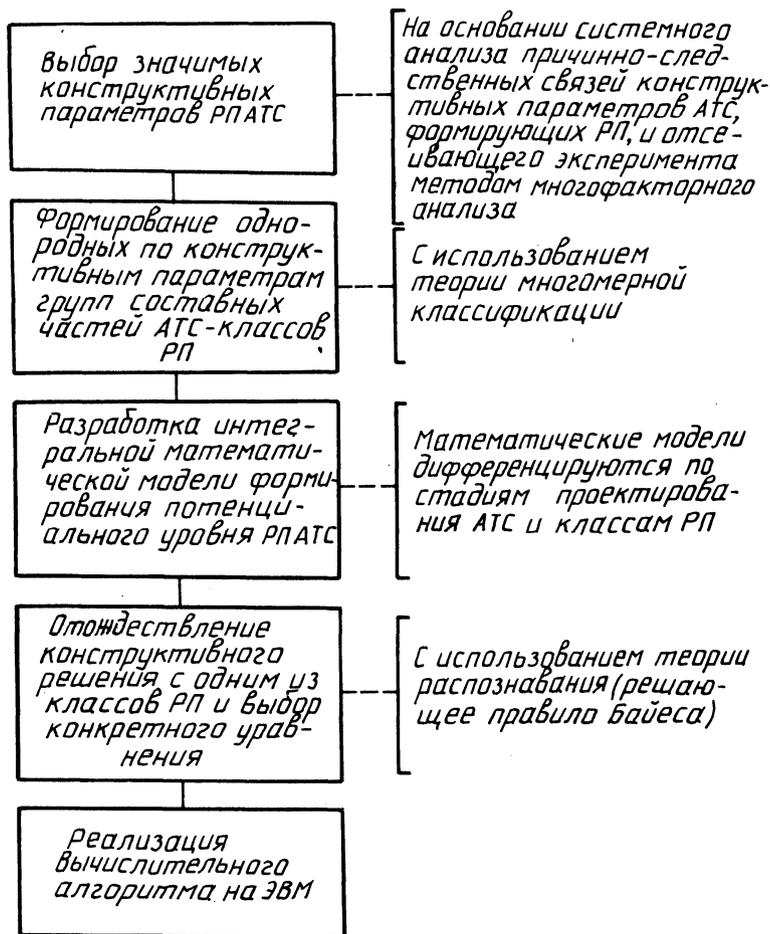


Рис. 1. Метод моделирования на ЭВМ потенциального уровня ремонтпригодности АТС

Табл. 1. Матрица интегральной математической модели управления потенциальным уровнем РП АТС

Стадия проектирования	Вид уравнения	Номер класса РП	Конструктивные параметры АТС											Коэффициент множественной корреляции
			$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$x_2+x_6$	$x_7$	$x_3+x_7$	$x_8$	$x_9$	
Эскизный проект	1; 2	1; 2	+	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,77; 0,96
	1; 2	1; 2	+	+	0	0	0	+	0	0	0	0	0	0,53; 0,64
	1; 4	1; 2	+	0	0	0	0	0	0	0	0	0	+	0,75; 0,94
	1; 1	1; 2	+	+	0	0	0	0	0	0	0	0	+	0,80; 0,71
	1; 3	1; 2	+	0	0	0	0	+	0	0	0	0	+	0,86; 0,69
	4; 1	1; 2	+	+	0	0	0	+	0	0	0	0	+	0,68; 0,98
Технический проект	4; 2	1; 2	+	+	+	0	0	0	0	+	0	0	+	0,97; 0,96
	4; 1	1; 2	+	+	+	0	0	+	0	+	0	0	+	0,98; 0,95
	1; 4	1; 2	+	+	+	0	0	+	0	0	0	0	+	0,95; 0,96
	1; 2	1; 2	+	0	+	0	0	+	0	+	0	0	+	0,97; 0,98
	3; 1	1; 2	+	+	+	+	0	+	0	+	0	0	+	0,96; 0,98
	1; 2; 1	1; 2; 3	0	0	0	+	0	0	0	0	+	+	0	0,93; 0,95; 0,92
	1; 4	1; 2	+	0	0	+	0	0	+	0	+	0	+	0,97; 0,97
Рабочий проект	4; 1	1; 2	0	0	0	+	+	0	0	0	+	+	+	0,86; 0,97
	1; 1	1; 2	+	+	+	+	+	+	0	+	0	0	+	0,98; 0,99
	3; 1	1; 2	+	0	0	+	0	+	0	0	0	+	+	0,98; 0,96
	1; 4	1; 2	0	0	0	0	+	0	0	0	+	0	0	0,69; 0,78
	4; 1	1; 2	+	0	0	+	+	0	0	0	+	+	+	0,96; 0,99
	2; 2	1; 2	+	0	0	+	0	0	0	0	+	+	0	0,91; 0,95
	2; 2	1; 2	0	0	0	0	+	0	0	0	+	+	+	0,84; 0,88
	1; 1	1; 2	+	0	0	0	0	0	+	0	+	+	+	0,97; 0,96
	2; 4; 4	1; 2; 3	0	0	0	0	0	0	0	+	0	0	+	0,61; 0,51; 0,59
	2; 2; 4	1; 2; 3	0	0	0	+	0	0	0	+	0	0	+	0,69; 0,53; 0,58
2; 3; 4	1; 2; 3	0	0	0	0	0	0	0	+	0	+	+	0,86; 0,74; 0,73	
1; 3; 2	1; 2; 3	0	0	0	+	0	0	0	+	0	+	+	0,89; 0,66; 0,71	

выбора оптимального конструктивного решения разрабатывается ряд альтернативных вариантов по замене составных частей АТС (объектов ТР  $A_j$ ), которые описываются конструктивными параметрами  $x_k$  в виде вектора технических воздействий  $A_j = f(x_k)$ . Каждый вектор необходимо подставить в соответствующее моделирующее уравнение ИММ. Так как конструкция АТС рассматривается как многомерный объект ТР, строгое математическое обоснование формализованного решения задачи дано с использованием статистической теории распознавания [1]. При этом классы РП  $W_i$  являются обучающей выборкой и характеризуются априорными распределениями вероятностей классов  $p(W_i)$  и дискретных значений признаков  $x_k$  в каждом  $W_i$ ;  $p(x_k/W_i)$ .

Задача распознавания (отождествления) вектора решается на основании анализа условных вероятностей совпадения описания вектора  $A_j$  с описанием

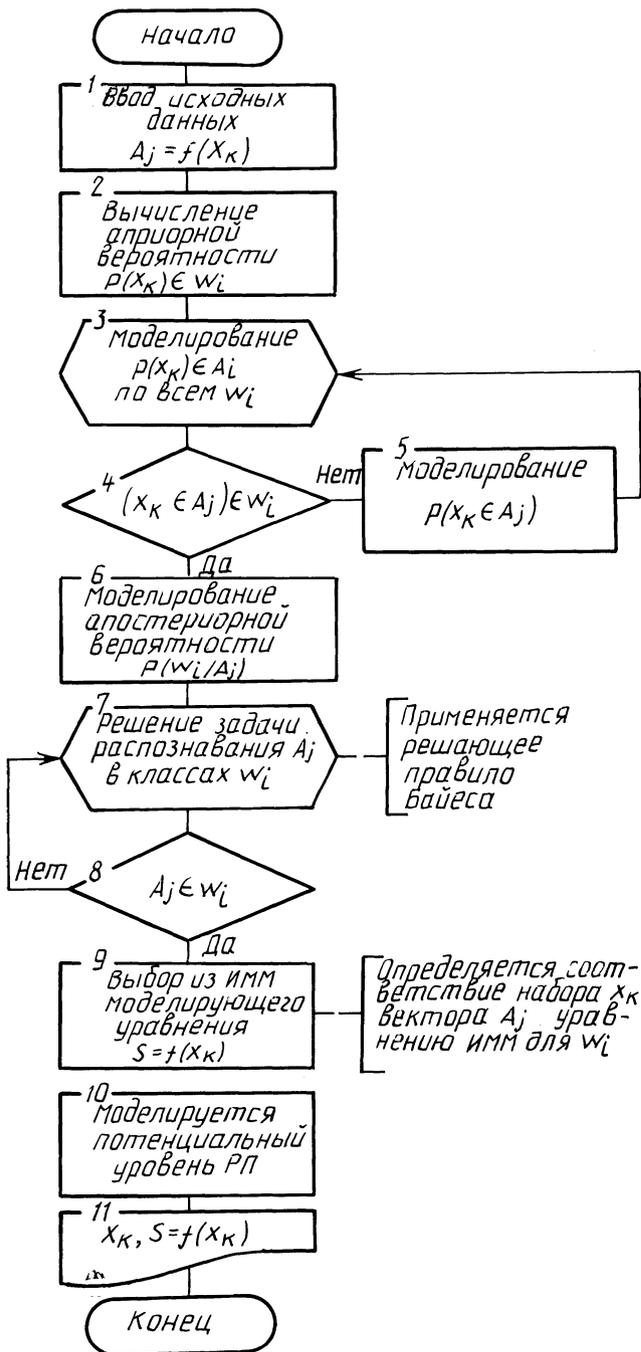


Рис. 2. Схема алгоритма прог заммы моделирования потенциального уровня РП

каждого  $W_i$ . Наиболее полно сущность его распознавания отражает решающая схема Байеса [ 1 ]

$$p(W_i/A_j) = \frac{p(W_i)p(A_j/W_i)}{\sum_{i=1}^M p(W_i)p(A_j/W_i)}$$

где  $p(W_i/A_j)$  – апостериорная вероятность гипотезы о принадлежности  $j$ -й реализации к  $i$ -му классу;  $p(A_j/W_i)$  – условная вероятность предъявления

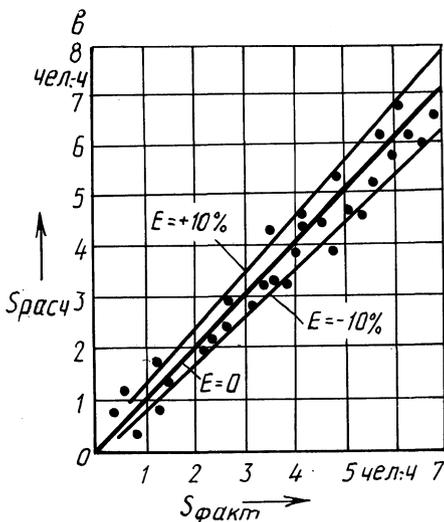
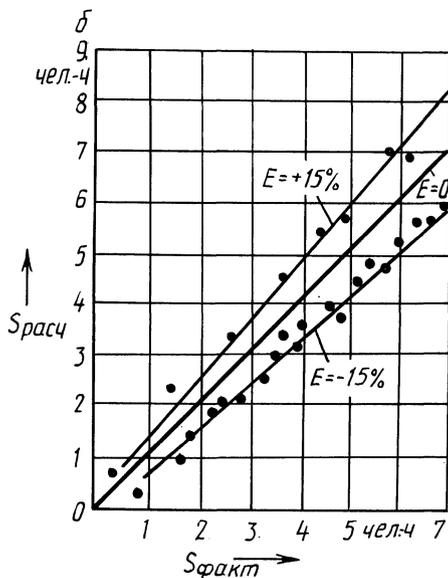
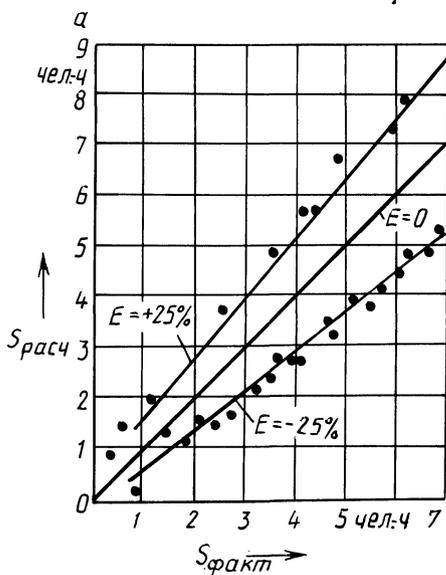


Рис. 3. К оценке точности моделирования показателей ремонтпригодности по стадиям проектирования:

а – эскизный проект ( $E_э = 26\%$ );  
 б – технический проект ( $E_т = 16,2\%$ );  
 в – рабочий проект ( $E_р = 11,3\%$ );  
 $S_{расч}$  – рассчитанные (смоделированные) затраты труда;  $S_{факт}$  – фактические

$j$ -й реализации (вектора)  $i$ -го класса. В качестве критерия отождествления вектора  $A_j$  с одним из классов РП принято максимальное значение  $p(W_j/A_j)$ .

После отождествления вектора из ИММ выбирается конкретное моделирующее уравнение, соответствующее данному классу РП и конструктивным параметрам рассматриваемого вектора, и производится расчет затрат труда.

Рассмотренная задача решалась на ЭВМ ЕС 1035. Укрупненная схема алгоритма программы приведена на рис. 2. Входными данными является набор альтернативных конструктивных решений, описываемых вектор-реализациями технических воздействий по замене любых составных частей АТС.

Таким образом, разработанный метод моделирования потенциального уровня РП на этапе проектирования АТС основан на последовательном применении теории многомерной классификации, регрессионного анализа и статистической теории распознавания.

Применение теории многомерной классификации и разработка ИММ позволяют достаточно точно моделировать показатели РП. На рис. 3 показана оценка точности моделирования по этапам проектирования. При этом деление на этапы является довольно условным. Существенным является то, что по мере разработки проекта увеличивается число известных параметров РП и уточняются их значения. При этом ошибка моделирования на ранней стадии проекта составляет в среднем 26 %, а на стадии рабочего проекта — 11,3 %.

С точки зрения программной реализации разработанного метода моделирования наиболее существенными представляются такие ее особенности, как многомодельность и многовариантность. Это позволяет решать задачу управления потенциальным уровнем РП проведением вычислительного эксперимента. При этом математически моделируются затраты труда в различных вариантах замены конструктивных элементов АТС при их эксплуатации до проведения дорогостоящих экспериментов на макетных и опытных образцах. Вычислительный эксперимент позволяет оптимизировать и обоснованно выбирать лучший вариант конструктивного решения. Реализация разработанного метода способствует повышению качества проектируемых конструкций АТС, снижению сроков и затрат на корректировку конструкторской документации, доводку и испытания опытного образца, а также обосновывает эксплуатационные нормативы затрат труда на замену конструктивных составных частей.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вопросы статистической теории распознавания / Ю.Л. Барабаш, Б.В. Варский, В.Т. Зиновьев и др. — М., 1967. — 400 с. 2. Кучур С.С. Исследование влияния конструктивных факторов на трудоемкость постовых работ текущего ремонта автомобилей. — Минск, 1985. — 9 с. Деп. в ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР 11.07.85, № 326 ат-Д85. 3. Шум и к С.В., Кучур С.С., Савич А.С. Методика и результаты исследования ремонтной пригодности автомобилей с использованием теории многомерной классификации // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 109—114.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ

Для решения задачи обеспечения надежности автомобильных транспортных средств (АТС) на этапе их проектирования и доводки необходимо создание банка данных о надежности автомобилей-аналогов. В соответствии с ГОСТ 27.301–83 показатели надежности следует рассчитывать с учетом физических процессов изнашивания (возникновение отказов) и продолжительности работы изделий. Известно [1], что до 90 % деталей машин теряют свою работоспособность вследствие изнашивания. Поэтому исследование основных закономерностей изнашивания рабочих поверхностей деталей и оценка фактического ресурса детали являются необходимым этапом создания банка данных о надежности агрегатов и дают возможность оперативно влиять на процесс функционирования узлов и агрегатов с целью поддержания их высокой и постоянной работоспособности.

Для исследования физических закономерностей изнашивания деталей принята математическая модель формирования ресурса детали, определяемого износом (рис. 1). Ресурс детали зависит от предельно допустимого износа  $u_{\max}$  (выходной параметр). Вначале имеет место рассеивание  $f(A)$  начального параметра  $A$  — точности изготовления детали, определяемой полем допуска. Далее на формирование ресурса детали в процессе эксплуатации оказывают влияние медленно протекающие процессы изнашивания деталей. Изменение износа  $u$  также является случайным и зависит от интенсивности изнашивания деталей  $\lambda$ . Законом распределения  $f(\lambda)$  определяется вероятность выхода  $u$  за границу  $u_{\max}$ , т. е. распределение ресурса детали по закону  $f(R)$ .

Для прогнозирования износа сопряжений детали приняты теоретические положения, разработанные проф. Ф.Н. Авдонькиным [1].

Интенсивность изнашивания детали

$$\lambda = \lambda_0 e^{BL},$$

где  $\lambda_0$  — интенсивность изнашивания детали к концу приработки;  $B$  — эмпирический параметр, характеризующий изменение интенсивности изнашивания.

Износ детали

$$u = u_0 e^{BL},$$

где  $u_0$  — износ в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации.

Таким образом, средний расчетный ресурс детали является функцией случайного аргумента  $\lambda$ :

$$R_{\text{ср}} = \varphi(\lambda) = (u_0 e^{BL})_{\max} / (\lambda_0 e^{BL}).$$

При исследовании износа деталей автомобилей семейства МАЗ-7310 применялся метод микрометрирования. С целью выявления элементов детали,

Рис. 1. Общая схема формирования и прогнозирования ресурса деталей

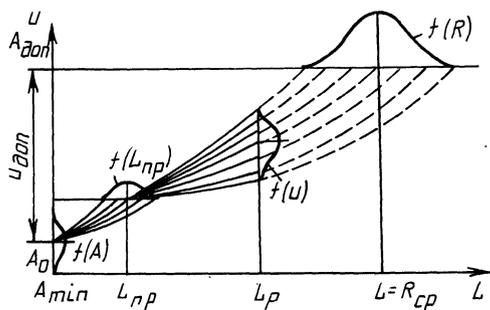


Табл. 1. Количественные показатели износа рабочих поверхностей и средний ресурс деталей раздаточной коробки

Деталь	Дефект	Интенсивность изнашивания $\lambda \cdot 10^3$ , мкм/км	Ресурс детали, тыс. км
Вилка	Износ торцевых поверхностей лапок	26,6	12,5
Сухарь	Износ сухаря по ширине	17,99	22,24
Шестерня прямой передачи	Износ шеек под подшипники:		
	передний	0,728	41,19
	задний	0,244	88,26
	Износ зубьев по толщине	3,74	83,96
Фланец привода задних мостов	Износ зубьев (шлицев)	0,97	82,9
	Износ зубьев (шлицев)	2,3	52,2
Муфта блокировок дифференциала	Износ паза под сухарь вилки по ширине	8,39	59,57
	Износ зубьев (шлицев) наружных и внутренних	1,399	211,055
		2,114	56,57
Шестерня понижающей передачи	Износ зубьев (шлицев)	2,22	54,05
	Износ зубьев по толщине	2,15	111,84
Стакан	Износ отверстия под подшипник	2,15	47,9
Картер РК с крышкой в сборе	Износ отверстий картера под шток вилки переключения	2,79	73,5
	Износ отверстий картера под передний подшипник шестерни прямой передачи	0,633	94,8
	Износ отверстия крышки под задний подшипник дифференциала	0,38	149,8
Вал первичный	Износ зубьев (шлицев) под фланец	1,75	80,0
	Износ зубьев (шлицев) под муфту переключения:		
	крайних	1,06	188,6
	средних	1,59	141,5
	Износ шеек под шарикоподшипники	0,053	566,5
	Износ шейки под роликоподшипник	0,19	181,4

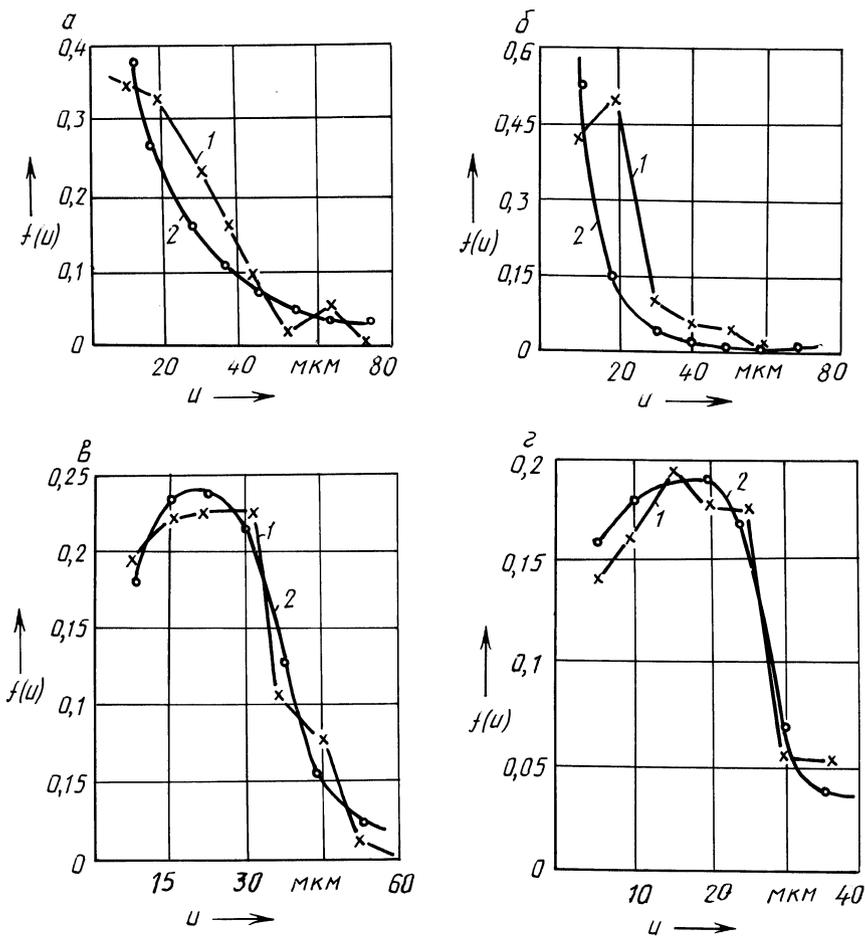


Рис. 2. Распределение износа рабочих поверхностей деталей раздаточной коробки:  
 а – отверстие под подшипники картера привода передних мостов; б – отверстие в крышке под задний подшипник; в – отверстие под крестовину чашки дифференциала; г – отверстие под подшипник в крышке привода задних мостов; 1 – эмпирическое распределение; 2 – аппроксимирующее теоретическое

лимитирующих ее ресурс, микрометрирование производилось по нескольким рабочим поверхностям детали (исследовалось 246 деталей).

В соответствии с принятой моделью формирования и прогнозирования ресурса деталей определялись основные закономерности их изнашивания. За номинальный размер принималось среднее значение  $A_0$  в пределах поля допуска. Обработка данных микрометрирования статистически-вероятностным методом производилась с применением пакета прикладных программ на ЭВМ ЕС 1022. В качестве примера в табл. 1 приведены интенсивность изнашивания рабочих поверхностей и рассчитанные средние значения ресурса деталей раздаточной коробки.

Табл. 2. Статистические характеристики распределения исследуемых параметров деталей раздаточной коробки

Деталь	Измеряемая поверхность	Параметры							
		износ деталей			интенсивность изнашивания				
		закон распределения $f(u)$	математическое ожидание $M[u]$ , мкм	коэффициент вариации $v$	вероятность согласия по критерию Пирсона $P(\chi^2)$	закон распределения $f(\lambda)$	математическое ожидание $M[\lambda] \cdot 10^3$ , мкм/км	коэффициент вариации $v$	вероятность согласия по критерию Пирсона $P(\chi^2)$
Картер привода передних мостов	Отверстие под подшипник	Экспоненциальный	21,1	0,67	0,341	Вейбулла	1,12	0,63	0,257
Картер раздаточной коробки с крышкой	Отверстие крышки под задний подшипник	Экспоненциальный	22,7	0,78	0,612	Вейбулла	3,53	0,53	0,916
Чашка дифференциала в сборе	Отверстие под крестовину	Вейбулла	18,5	0,57	0,186	Вейбулла	1,33	0,71	0,715
Крышка привода задних мостов	Отверстие под подшипник	Вейбулла	18,9	0,58	0,719	Нормальный	1,26	0,34	0,614

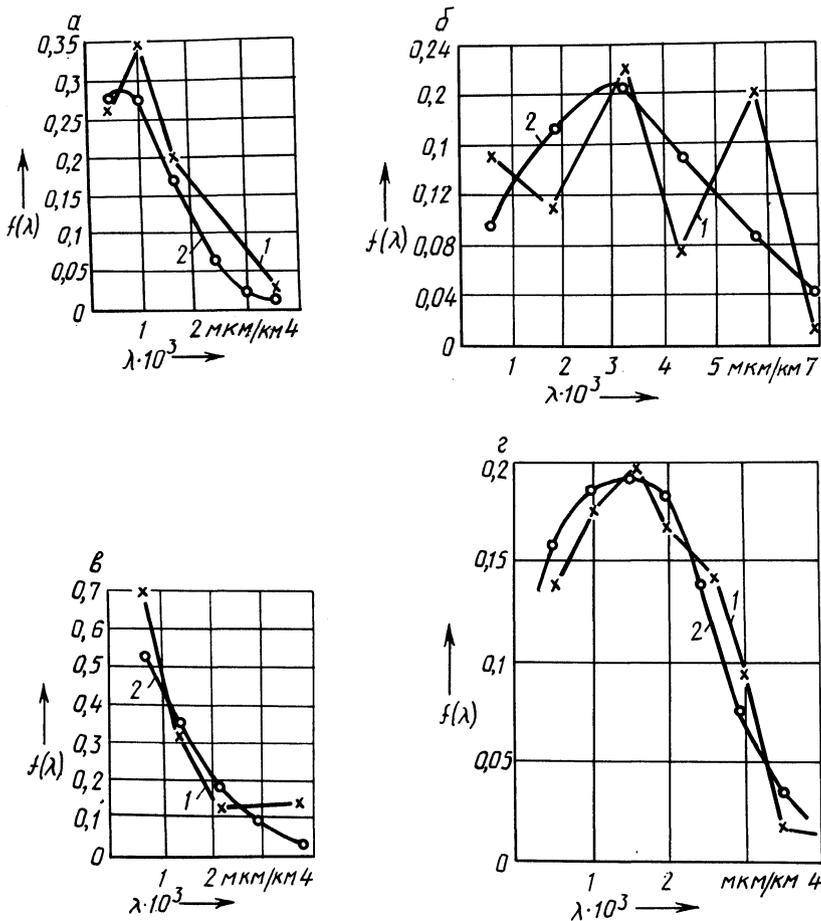


Рис. 3. Распределение интенсивности изнашивания рабочих поверхностей деталей раздаточной коробки:

*a* – отверстие под подшипники картера привода передних мостов; *б* – отверстие в крышке под задний подшипник; *в* – отверстие под крестовину чашки дифференциала; *2* – отверстие под подшипник в крышке привода задних мостов; *1* – эмпирическое распределение; *2* – аппроксимирующее теоретическое

Анализ интенсивности изнашивания отдельных поверхностей деталей показал, что надежность детали и агрегата в целом зависит от износа отверстий в корпусных деталях и шеек валов под подшипники качения, зубьев шестерен по толщине и высоте, зубьев шлицевых соединений.

Для углубленного изучения закономерностей процесса изнашивания была произведена математическая обработка достаточного количества выборок реализаций износа деталей. С использованием пакета прикладных программ математического обеспечения ЕС ЭВМ реальный процесс изнашивания аппроксимирован теоретическими законами распределения. В табл. 2 приведены основные статистические характеристики, а на рис. 2 и 3 – графики распределения изно-

са и интенсивности изнашивания некоторых деталей раздаточной коробки. Анализ приведенных данных показывает, что износ деталей распределяется по различным теоретическим законам и зависит от материала детали, вида сопряжения, воспринимаемых ими нагрузок и т. п.

Интенсивность изнашивания деталей хорошо аппроксимируется теоретическим законом распределения Вейбулла с коэффициентом вариации  $v = 0,35 \dots 0,7$ .

Знание характеристик износа, теоретических законов распределения исследуемых величин является необходимым условием управления потенциальным уровнем ремонтпригодности автомобиля на этапе проектирования. Количественные показатели интенсивности изнашивания деталей являются важными составляющими банка данных о их надежности, позволяющими прогнозировать ресурс работоспособности отдельных конструктивных частей автомобиля. Дифференцированный подбор материала, назначение прогрессивной технологии обработки деталей и износостойких покрытий их на этапе проектирования обеспечивают надежность деталей и агрегатов.

Изучение физических закономерностей изнашивания деталей позволило выявить разную износостойкость. Задачей завода-изготовителя является обеспечение высокой износостойкости поверхностей деталей, лимитирующих ресурс детали и надежность агрегата в целом. В сложных крупногабаритных деталях трущиеся поверхности должны быть подвергнуты упрочнению, чтобы износостойкость этих поверхностей обеспечивала межремонтный срок службы агрегата или автомобиля. При невозможности или нецелесообразности обеспечения высокой износостойкости рабочих поверхностей деталей технологическими методами в соответствии с методикой управления потенциальным уровнем ремонтпригодности в конструкции должна предусматриваться легкая сменяемость элементов, подверженных интенсивному изнашиванию.

Таким образом, проведенный анализ закономерностей изнашивания деталей позволил выявить номенклатуру деталей, лимитирующих надежность автомобиля, и разработать рекомендации, направленные на повышение долговечности и ремонтпригодности АТС. Результаты выполненных исследований используются заводом-изготовителем при разработке новых и доводке серийно выпускаемых автомобилей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. — М., 1985. — 215 с.

УДК 629.113.004.67

В.И. ТИТКОВ, О.М. ДЯТЛОВ

### К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЗОЛОТНИКОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОСИСТЕМ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года предусматриваются увели-

чение выпуска большегрузных карьерных автомобилей, в том числе грузоподъемностью 110 и 180 т, повышение надежности и производительности вновь выпускаемых машин в 1,5...2 раза.

Решение задачи повышения надежности машин, представляющих сложную систему взаимосвязанных элементов, невозможно без существенного увеличения надежности каждой из ее подсистем и элементов. К подсистемам относятся и гидропривод, включающий источник питания, распределительные устройства, устройства управления, исполнительный орган и вспомогательные элементы. Недостаточная надежность многих узлов гидропривода (золотниковых распределительных устройств, источников питания и др.) в значительной степени обусловлена несовершенством их конструкций. Наибольшее число отказов (23...42 %) [1-3] приходится на долю золотниковых распределительных устройств.

Опыт эксплуатации автомобилей БелАЗ показывает, что начальный радиальный зазор в золотниковых элементах постепенно увеличивается и через некоторое время превышает размеры частиц, задерживаемых фильтрующими элементами. При засорении последних в гидросистему проникают твердые механические частицы, размеры которых превышают радиальный зазор в золотниковом элементе. Наибольший удельный вес в продуктах изнашивания имеют частицы, размеры которых соизмеримы или меньше зазора в золотниковой паре.

При работе гидросистемы основная масса мастиц находится в масле во взвешенном состоянии. Перемещение их вместе с рабочей жидкостью между рабочими поверхностями деталей золотникового элемента приводит к изнашиванию деталей.

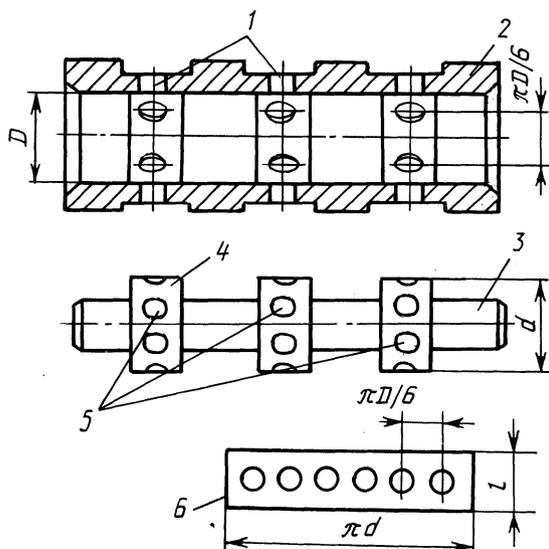


Рис. 1. Характер изнашивания элементов гидрораспределительного устройства:

1 — окна для подвода и отвода рабочего тела; 2 — гильза; 3 — золотник; 4 — пояска золотника; 5 — лунки износа; 6 — развертка рабочей поверхности золотника

Вид, характер и топография изнашивания рабочих поверхностей золотниковых элементов изложены в работе [1]. При исследовании износа рабочих поверхностей золотников переключения передач и тормоза-замедлителя автомобилей БелАЗ установлено, что на них выделяются пятна с четко обозначенными границами (рис. 1). Количество и расположение пятен соответствуют количеству и расположению отверстий в гильзе. Пятна на поверхности золотника свидетельствуют о многократном воздействии на нее твердых частиц и рабочей жидкости. По контуру пятен имеются вырывы. Это объясняется тем, что при возвратно-поступательном перемещении золотника одни и те же участки его поясков постоянно занимают одно и то же положение относительно окон гильзы. В результате этого под воздействием рабочей жидкости отдельные участки поясков золотника подвергаются интенсивному абразивному, гидроабразивному и кавитационному изнашиванию. Исследованиями установлено, что глубина лунок колеблется от 4 до 14 мкм.

Постоянное нагружение одних и тех же участков поверхности золотника обуславливает его изнашивание, увеличение начальных зазоров в сопряжении, что снижает его долговечность. Это свидетельствует о конструктивном несовершенстве привода существующих распределителей золотникового типа.

Вышеизложенное позволяет сделать вывод о необходимости конструктивной доработки распределителя, целью которой является обеспечение равномерности нагружения всей поверхности поясков золотника, а следовательно, обеспечение более высокой долговечности распределительного устройства.

В результате проведенных авторами исследований был разработан ряд конструктивных схем золотниковых распределительных устройств (см. [4]), позволяющих в той или иной мере решить поставленную задачу.

На рис. 2 представлена схема гидрораспределительного устройства, содержащего гильзу 2, в которой выполнены окна 1 для подвода и отвода рабочего тела, золотник 3, блок 4 перемещения золотника и блок 5 его поворота.

При включении гидрораспределителя управляющий сигнал  $h(t)$  поступает в блоки 4 и 5. Золотник 3 перемещается и одновременно поворачивается вокруг своей оси. При этом блок 5 конструктивно выполнен таким образом, что указанный поворот происходит лишь в момент подачи управляющего сигнала. При выключении распределителя золотник 3 возвращается в исходное положение без реверсивного поворота, что также обеспечивается блоком 5.

Таким образом, при каждом включении гидрораспределителя осуществляется кратковременный поворот золотника, в результате которого против

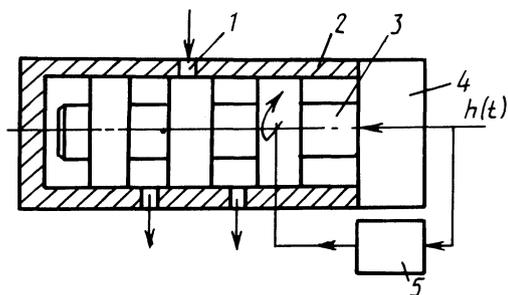


Рис. 2. Схема гидрораспределительного устройства с принудительным поворотом золотника

окон гильзы каждый раз располагаются новые участки поверхности его поясков, а следовательно, за счет более равномерного нагружения контактирующих поверхностей золотниковой пары обеспечивается более высокая долговечность предлагаемого распределительного устройства по сравнению с используемыми в настоящее время.

Разработанные авторами статьи конструкции гидрораспределителей могут применяться не только в гидроприводах большегрузных автомобилей, но и в аналогичных приводах других мобильных машин и станков.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Титков В.И., Аль-Джахед Мансур Мухамед. Исследование износа золотникового элемента переключения передач автомобилей БелАЗ // Автомоб. трансп. и дороги. — 1982. — №9. — С.25–28. 2. Башта Т.М. Гидроприводы гидропневмоавтоматика. — М., 1972. — 320 с. 3. Кудрявцев П.Ф. Оценка технического состояния распределителя гидросистем тракторов // Техника в сельском хозяйстве. — 1963. — № 11. — С. 21. 4. А. с. № 1267066 (СССР). Гидрораспределитель / В.И. Титков, О.М. Дятлов.

УДК 656.13:622.271

В.Н. СЕДЮКЕВИЧ, А.С. БОГАЧЕНКО,  
О.Н. МАЛЬГИН, Н.Е. ЛЫСЕНКО,  
А.И. НОЗИК, А.Д. ТЫРЫКИН

### ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНО-ЭКСКАВАТОРНОГО КОМПЛЕКСА НА ОСНОВЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НА ЭВМ

Критерием оптимальности состава автомобильно-экскаваторного комплекса является минимум потерь от простоя автомобилей-самосвалов и экскаваторов в ожидании погрузки [1]:

$$F = (C_a t_a + C_a t_э) \frac{1000}{3600q\gamma_c} = \min, \quad (1)$$

где  $F$  — функция, определяющая потери от простоев автомобилей-самосвалов и экскаваторов на 1000 т перемещаемой горной массы, р.;  $C_a$  — потери от простоя автомобиля-самосвала на погрузочном пункте в ожидании погрузки, р/ч;  $t_a$  — средняя продолжительность простоя автомобиля-самосвала у экскаватора в ожидании загрузки, с;  $C_э$  — потери от простоя экскаватора в ожидании погрузки, р/ч;  $t_э$  — средняя продолжительность простоя экскаватора в ожидании приема автомобилей-самосвалов на загрузку, с;  $q$  — грузоподъемность автомобиля-самосвала, т;  $\gamma_c$  — статический коэффициент использования грузоподъемности автомобилей-самосвалов.

Значения  $C_a$  и  $C_э$  определялись с учетом заработной платы водителей и машинистов экскаваторов, затрат на топливо, техническое обслуживание и ремонт, амортизацию. Кроме того, учитывались приведенные капитальные вложения в технику. Потери от простоя в течение одного часа составляют для

экскаватора ЭКГ-4,6 10,06 р.; ЭКГ-8И — 14,55; ЭКГ-12,5 — 27,75; ЭКГ-20 — 46,21 р., а для автомобилей БелАЗ-548А — 10,05 р.; БелАЗ-549 — 15,12; БелАЗ-7519 — 18,24 и БелАЗ-7521 — 28,88 р.

Значения  $t_a$  и  $t_z$  — средняя случайная продолжительность простоев, зависящая от продолжительности возврата  $i$ -х автомобилей на загрузку  $t_{вi}$  и их загрузки  $t_{пi}$ , числа работающих автомобилей и интервалов их подачи в начале смены или после перерыва на обед.

Время возврата  $t$  — это продолжительность процесса перемещения горной массы без погрузки (движение автомобиля-самосвала с грузом, маневрирование его при разгрузке, разгрузка, движение без груза под загрузку). Продолжительность погрузки — это длительность маневрирования и непосредственно загрузки автомобиля-самосвала. Исследования показали, что продолжительность возврата автомобиля распределяется по смещенному закону Эрланга с коэффициентами вариации 0,05...0,12, а загрузки — по смещенному закону Эрланга с коэффициентами вариации 0,10...0,32.

Установлено, что средняя продолжительность движения автомобиля (ч) с грузом и без него за оборот определяется регрессионной зависимостью:

$$t_{дв.о} = (l_{г}/\beta) (0,00613 + 0,0254x_1 + 3,47x_2 + 1,11v_{м}),$$

где  $l_{г}$  — длина ездки с грузом, км;  $\beta$  — коэффициент использования пробега;  $x_1 = \beta/l_{г}$ ;  $x_2 = \beta(m_c + q\gamma_c)0,001h_{п.г}/(P_e l_{г})$ ;  $m_c$  — собственная масса автомобиля, т;  $\gamma_c$  — коэффициент использования его грузоподъемности;  $h_{п.г}$  — высота подъемов при движении автомобиля с грузом, м;  $P_e$  — номинальная мощность двигателя автомобиля;  $v_{м}$  — максимальная скорость движения автомобиля по технической характеристике, км/ч.

Сдвинутые распределения продолжительности элементов процесса перемещения горной массы обусловлены тем, что возвращение автомобиля на пункт погрузки и его загрузка не могут быть произведены за меньшее время, чем это технически возможно.

Минимально возможная продолжительность движения автомобиля за один оборот (ч)

$$t'_{дв.о} = t_{рт} + (l_{г}/\beta - l_{п.г})/v_{д} + 3,9(m_c + q\gamma'_c)(fl_{п.г} + 0,001h_{п.г})/P_e,$$

где  $t_{рт}$  — минимально возможное дополнительное время на разгоны и торможения автомобиля:  $t_{рт} = 0,015$  ч;  $l_{п.г}$  — путь, пройденный автомобилем при подъеме с грузом, км;  $v_{д}$  — скорость автомобиля-самосвала, допускаемая по условиям безопасности движения в карьере, км/ч;  $f$  — коэффициент сопротивления качению;  $\gamma'_c$  — минимальный коэффициент использования грузоподъемности автомобиля-самосвала.

Время погрузки и разгрузки, минимально возможные значения и коэффициенты их вариации определяются следующими основными факторами: типом и моделью экскаватора, грузоподъемностью и вместимостью кузова автомобиля, крепостью, плотностью и коэффициентом разрыхления горной породы, схемой разработки и высотой черпания экскаватором.

Автомобильно-экскаваторный комплекс представляет закрытую систему массового обслуживания с ограниченным числом источников, генерирующих потоки требований, с ожиданием и аппаратами с отказами. Последнее связано

с техническими отказами экскаватора и необходимостью выполнения вспомогательных горнотехнических работ.

Надежность работы экскаватора определяется наработкой на отказ и продолжительностью отказа при загрузке автомобилей. Распределение указанных величин подчинено экспоненциальному закону. При превышении определенной продолжительности восстановления работоспособности экскаватора включается в работу резервный экскаватор.

На функционирование автомобильно-экскаваторного комплекса влияет закономерность подачи автомобилей в начале работы (в начале смены и после окончания перерыва на обед). Установлено, что потоки автомобилей при подаче в начале работы отвечают пуассоновскому распределению. Параметр распределения, определяемый средним интервалом подачи автомобилей, должен быть выбран по условию (1).

Таким образом, рассматриваемая система массового обслуживания имеет аппараты с отказами, работает в нестационарном режиме и имеет смещенные распределения длительности операций процесса перемещения горной массы. Указанные особенности исключают применение аналитических методов расчета работы системы и в частности определения значений  $t_a$  и  $t_z$  (см. формулу (1)) и обуславливают необходимость применения имитационного статистического моделирования на ЭВМ.

Генерация случайных продолжительностей элементов процесса перемещения горной массы ( $t_{vi}$ ,  $t_{pi}$ ) производится по следующей зависимости:

$$t_i = t_0 - \frac{1}{\lambda} \ln \prod_{l=1}^k \xi_l,$$

где  $t_0$  — минимально возможное значение  $t$ ;  $\lambda$  и  $k$  — параметры закона распределения Эрланга;  $\xi_l$  — псевдослучайные числа, равномерно распределенные на интервале от нуля до 1.

Параметры смещенного распределения Эрланга  $\lambda_{в(п)}$  и  $k_{в(п)}$  для времени возврата (загрузки) автомобиля-самосвала  $t_{в(п)}$  определяются по формулам:

$$k'_{в} = \begin{cases} \left[ \frac{(t_{в(п)} - t_{в(п)0})^2}{(t_{в(п)} V_{в(п)})^2} \right] + 1, & \text{если } \left\{ \frac{(t_{в(п)} - t_{в(п)0})^2}{(t_{в(п)} V_{в(п)})^2} \right\} \geq 0,5; \\ \left[ \frac{(t_{в(п)} - t_{в(п)0})^2}{(t_{в(п)} V_{в(п)})^2} \right], & \text{если } \left\{ \frac{(t_{в(п)} - t_{в(п)0})^2}{(t_{в(п)} V_{в(п)})^2} \right\} < 0,5, \end{cases}$$

$$k_{в(п)} = \begin{cases} k'_{в(п)}, & \text{если } k'_{в(п)} \geq 1; \\ 1, & \text{если } k_{в(п)} = 0; \end{cases}$$

$$\lambda_{в(п)} = k_{в(п)} / (t_{в(п)} - t_{в(п)0}),$$



Время наработки экскаватора до  $p$ -го отказа  $\tau_{op}$  и время восстановления его  $\tau_{вр}$  определяется по формуле

$$\tau_p = -\tau \ln \xi,$$

где  $\tau$  — средние значения наработки до отказа и времени восстановления.

Начальное число автомобилей для моделирования

$$M_H = [0,5(t_B/t_H + 1)].$$

Число реализаций их загрузки

$$N = \max \begin{cases} [(t_{\gamma, N-1} V_{t_B})^2 / \delta]; \\ [(t_{\gamma, N-1} V_{t_H})^2 / \delta], \end{cases}$$

где  $t_{\gamma, N-1}$  — квантиль распределения Стьюдента при односторонней вероятности  $\gamma$ , относительной точности  $\delta$  оценки искомого параметра и числе степеней свободы  $N-1$ .

В связи с вероятностной оценкой входящих в целевую функцию (1) значений  $t_a$  и  $t_q$  поиск точки минимума производился методом поочередного изменения параметров  $M$  и  $z$  [2] с переменным шагом (рис. 1). Первоначальный шаг по  $M$  и  $z$  (соответственно  $M_1$  и  $z_1$ ) принимался исходя из минимизации числа итераций в зависимости от принятой точности их оценки ( $M_2$  и  $z_2$ ):

$$M_1 = [\sqrt{t_B/t_H + 1} - M_H];$$

$$z_1 = z_2 [1/z_2 \cdot \sqrt{z_2 - 0,5}].$$

С учетом вышеприведенных формул разработан алгоритм моделирования совместной работы автомобилей с экскаватором, по которому находятся оптимальные число автомобилей  $M$  ( $M_{opt}$ ) и параметр  $z$  ( $z_{opt}$ ), определяющий средние интервалы подачи автомобилей под первую загрузку в начале работы. Алгоритм реализован на языке ФОРТРАН IV для ЭВМ СМ 1.

Таким образом, разработаны постановка, алгоритм и программное обеспечение для оптимизации состава автомобильно-экскаваторного комплекса и среднего интервала подачи автомобилей под первую загрузку в зависимости от транспортных и горнотехнических факторов. Использование программы при оперативных и плановых расчетах позволяет определить условия наиболее эффективного использования автомобильно-экскаваторного комплекса при перемещении горной массы в карьерах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. В о р к у т А.И. Грузовые автомобильные перевозки: Основы теории транспортного процесса. — Киев, 1979. — 392 с. 2. К у д р я в ц е в Е.М. Исследование операций в задачах, алгоритмах и программах. — М., 1984. — 184 с.

## ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ САМОСВАЛОВ БелАЗ-549

Исследования проводились в суровых климатических условиях Мурманской области, на дорогах с большой протяженностью уклонов, низким качеством дорожного покрытия, при малых плечах перевозок. Повышенной влажностью воздуха обуславливается развитие коррозионных процессов в узлах и агрегатах автомобиля. Попадание влаги в агрегаты электрической трансмиссии приводит к их отказу.

Для карьерных дорог характерно чередование крутых и затяжных подъемов и спусков, уклонов 0,76...8,7 %. Подъемы и спуски чередуются с горизонтальными участками протяженностью не более 30...50 м. На техническом состоянии некоторых агрегатов автомобиля (рулевого управления, рычагов задней подвески, цилиндров подвески, рамы, шин и др.) сказывается тип дорожного покрытия, что подтверждается осциллограммой вынужденных колебаний неподдресоренных масс автомобиля, записанной на участке дороги длиной 3,9 км при средней скорости автомобиля 19,5 км/ч. Распределение вертикальных ускорений подчиняется нормальному закону (в 85,4 % случаев ускорения превышают  $2,45 \text{ м/с}^2$ ).

Расстояние транспортировки груза изменяется от 2,2 до 4,08 км и в среднем составляет 3,11 км. Средний среднесуточный пробег самосвала составляет 205 км при среднем времени нахождения автомобиля в наряде 16,6 ч. Средняя эксплуатационная и техническая скорость равны соответственно 12,5 и 19,05 км/ч при коэффициенте использования пробега 0,471.

Наиболее значительными факторами, влияющими на количество отказов самосвала, являются средние расстояния транспортировки, время пребывания его в наряде и техническая скорость, характеризующие дорожные условия и интенсивность эксплуатации автомобиля. Поток отказов значительно влияет на коэффициент использования автомобильного парка (0,45...0,5) и является показателем работы автотранспортного цеха с однотипными технологическими транспортными средствами.

Качественное и своевременное техническое обслуживание автомобилей позволяет снизить поток их отказов. С этой целью были проведены исследования периодичности технического обслуживания, распределяющейся по нормальному закону (рис. 1). Средняя периодичность обслуживания автомобилей составляет 2200 км пробега.

Техническое состояние автомобилей учитывается при проектировании автотранспортного предприятия, организации технического обслуживания и ремонта автомобилей (табл. 1).

Из таблицы видно, что наибольший поток отказов (85,4 % от общего количества) приходится на двигатель, высоковольтное и низковольтное электрооборудование, тормозную систему и ходовую часть автомобиля.

Для системы питания топливом двигателя, имеющей наибольшее число отказов, наименее надежными в работе являются топливный насос высокого давления (12,7 % от общего числа отказов этой системы), форсунки (12,9 %),

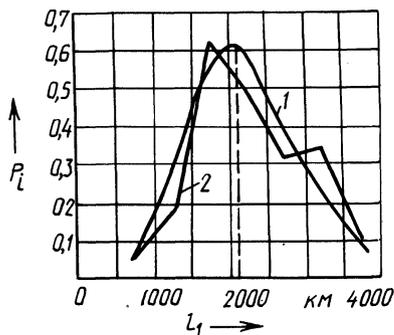


Рис. 1. Теоретическая (1) и эмпирическая (2) кривые распределения периодичности ТО-1 автосамосвалов БелАЗ-549

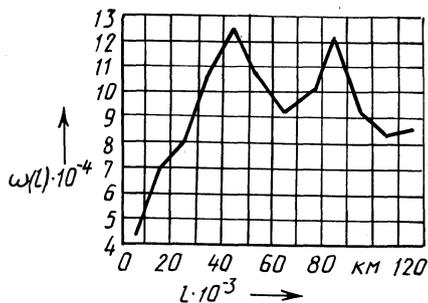


Рис. 2. Поток отказов автосамосвалов БелАЗ-549

Табл. 1. Распределение отказов узлов и агрегатов БелАЗ-549

Наименование агрегатов, систем	Количество отказов, шт.	Относительное число отказов (от общего количества), %	Наработка на отказ, тыс. км
Двигатель:	888	37,7	3,1
система охлаждения	84	3,6	32,9
смазочная система	101	4,3	27,4
система питания топливом	299	12,7	9,2
система питания воздухом	104	4,4	26,5
кривошипно-шатунный механизм	203	8,6	13,6
газораспределительный механизм	97	4,1	28,5
Тормозная система	238	10,1	11,6
Рулевое управление	131	5,7	21,1
Высоковольтное электрооборудование	343	14,6	8,03
Низковольтное электрооборудование	300	12,8	9,2
Ходовая часть	239	10,2	11,6
Механические передачи	84	3,6	32,9
Опрокидывающий механизм	76	3,2	36,3
Кузов	53	2,3	52,1
Автомобиль в целом	2352	100	1,2

топливопроводы (23,5 %), топливоподкачивающий насос (9,2 %) и регулятор частоты вращения (9,8 %). Часто выходят из строя гильзы цилиндров (17,1 %), головки блока цилиндров (27,1 %) и поршни (19,4 %). Причиной выхода из строя тормозной системы является отказ насоса НШ-46 (33,8 %), трубопроводов (12,5 %), главного тормозного цилиндра (7,2 %), а редукторов мотор-

колес — излом сателлитов второго ряда (13,2 %), течь сальников (12 %), излом коронной шестерни второго ряда (10,8 %), трещин корпуса редуктора (9,8 %).

Для высоковольтного электрооборудования характерны отказы тяговых электродвигателей (19,3 %), синхронного генератора (15,3 %), а также соединительных узлов: муфты привода тягового генератора (18,2 %) и синхронного генератора (11,6 %). Отказы ходовой части приходятся на рычаги задней подвески (45,1 %), на пневмогидравлические цилиндры (22,6 %) и шкворневое соединение передней подвески (18,2 %). Основными причинами выхода из строя шин автомобиля являются разрывы борта (28,38 %) и каркаса (12,66 %).

Поток отказов  $\omega(l)$  в зависимости от пробега автомобиля приведен на рис. 2. Как видно из рисунка, наибольший поток отказов характерен для пробегов 40...50 и 80...90 тыс. км, колебания потока отказов можно объяснить заменой неисправных агрегатов на новые, способствующей снижению потока и увеличению наработки автомобиля на отказ.

В настоящее время производственная база автотранспортных предприятий не обеспечена специализированным оборудованием для проведения диагностирования, технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) автосамосвалов особо большой грузоподъемности. Технический уровень выполнения ТО и ТР не соответствует требуемому. Это приводит к увеличению потока отказов и снижению надежности автосамосвалов.

Совершенствование производственно-технической базы автотранспортных предприятий, эксплуатирующих карьерный автотранспорт, оснащение высокопроизводительным технологическим оборудованием позволят повысить качество ТР и ТО. Зона ТР должна оборудоваться поворотной платформой, позволяющей перемещать автосамосвалы к постам ТО без запуска двигателя, а на постах необходимо устанавливать передвижные подъемные эстакады с необходимым оборудованием и инструментами. Зона ТР оборудуется специализированными постами по ремонту и замене дизельэлектрической установки, узлов и агрегатов ходовой части автомобиля (шин, цилиндров, рычагов задней подвески и шкворневого соединения), тяговых электродвигателей и редукторов мотор-колес.

Внедрение установки для ТО автосамосвалов, а также специализированных постов ТР позволяет повысить производительность труда ремонтных рабочих, улучшить его условия, сократить время простоя автомобиля в зонах ТО и ТР и тем самым повысить коэффициент использования автомобильного парка.

## ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА В БССР

Для решения основных задач развития транспортной системы – своевременного, качественного и полного удовлетворения потребностей народного хозяйства и населения в перевозках, повышения экономической эффективности работы транспорта – необходимо осваивать возрастающие объемы грузовых и пассажирских перевозок с минимальными удельными издержками и высоким качеством транспортного обслуживания народного хозяйства и населения республики; повышать уровень комфортабельности пассажирских перевозок и обеспечивать полную сохранность перевозимых грузов; всемерно сокращать расход топливно-энергетических ресурсов и особенно светлых нефтепродуктов; уменьшать трудоемкость транспортного процесса, технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) подвижного состава и сокращать численность производственного персонала транспортных предприятий; снижать отрицательное воздействие автотранспортных средств на окружающую среду.

Автомобильный парк республики насчитывает незначительное число автомобилей малой грузоподъемности и большое – средней, поэтому мелкие и большие партии грузов перевозятся на автомобилях средней грузоподъемности. В то же время в США, Англии, ФРГ, Италии удельный вес автомобилей грузоподъемностью до 2 т составляет 59...72 %, что обусловлено широким развитием сферы обслуживания [1].

В целях совершенствования структуры грузового парка необходимо увеличить выпуск как автомобилей грузоподъемностью 0,8; 1; 1,5 т, так и автомобилей большой и особо большой грузоподъемности. Необходимо расширить также производство прицепов и полуприцепов; в структуре парка подвижного состава автомобильного транспорта количество полуприцепов довести до 2–3 на один автомобиль-тягач; прицепы относительно автомобилей-тягачей должны составлять 50...90 %. При использовании прицепов и полуприцепов снижается удельный расход топлива на 20...30 %. В этой связи намечается выпуск автопоездов МАЗ грузоподъемностью 28...30 т, автосамосвалов КраЗ – до 16 т, автопоездов КАЗ – до 11...12 т, внедорожных самосвалов БелАЗ – 180 т и выше, автомобилей МоАЗ – 25...30 т.

Ощущается потребность в расширении парка и специализации грузового подвижного состава, особенно для перевозки нефтепродуктов, строительных конструкций, длинномерных и других грузов. В общей структуре автомобильного транспорта общего пользования республики более 40 % составляют бортовые автомобили. Удельный вес бортовых автомобилей в отдельных капиталистических странах не превышает 15 %, специализированного подвижного состава в США – 86 %, Англии – 77, ФРГ – 52 %.

Для повышения уровня специализации грузового парка намечается организовать производство новых типов самосвалов большой и особо большой грузоподъемности, молоковозов, рефрижераторов, позволяющих повысить эффективность карьерных и вскрышных работ, перевозки строительных и

сельскохозяйственных грузов, продовольственных товаров. На междугородных и международных перевозках начали использоваться автопоезда с максимально возможными осевыми нагрузками на дорогу и более комфортными условиями для водителей.

Тормозом на пути дальнейшего развития автомобильного транспорта является его ведомственная разобщенность, которая не обеспечивает возможность централизованного руководства перевозочным процессом, снижает действенность принимаемых решений, усложняет координацию автомобильных перевозок, увеличивает расходы на ТО и ТР автомобилей. В автомобильном парке Министерства автомобильного транспорта БССР сконцентрировано около 18 % автомобилей общего пользования (от общего парка автомобилей в республике). Этими автомобилями производится более 50 % работ по объему и 45 % — по грузообороту. Остальной подвижной состав находится в ведении других министерств и ведомств республики.

Автомобильный транспорт является наиболее энергоемким. На 1000 т·км грузовых перевозок железнодорожным транспортом расходуется около 9 кг условного топлива, речным — 11, трубопроводным — 5,5 автомобильным — 149 кг, на пассажирских перевозках железной дорогой на 1000 пасс. км — 10...14 кг, автобусами — 21, самолетами — 100...110, легковым автомобилем-такси — около 80 кг условного топлива [2].

В результате перехода на дизельные двигатели взамен бензиновых снижается расход топлива на единицу выполненной работы примерно на 30 % (до 50 %). Только за XI пятилетку в результате увеличения выпуска грузовых автомобилей с дизельными двигателями расход светлых нефтепродуктов в пересчете на условное топливо уменьшился в стране на 5 млн т. В перспективе относительный объем работ, выполняемых автомобилями с дизельными двигателями, может быть доведен до 75...80 %. Эта проблема решается прежде всего переводом на дизельные двигатели автомобилей ЗИЛ и ГАЗ.

Пассажирооборот дизельными автобусами можно довести до 50...70 % за счет перевода на дизельное топливо автобусов ЛАЗ и ЛиАЗ, что приведет к экономии 1...1,5 млн т топлива в год. Проводятся испытания легковых автомобилей с дизельным двигателем.

Для расширения сырьевых ресурсов моторных топлив и снижения потребления светлых нефтепродуктов большое значение имеет освоение альтернативных видов топлива и энергии: природных и синтетических горючих газов, спиртов, углеводородных продуктов переработки твердых топлив. Разработаны и испытываются дизельные двигатели газожидкостного цикла (расход дизельного топлива составляет 10...20 %).

Большие задачи стоят перед работниками автомобильного транспорта республики по совершенствованию и развитию производственно-технической базы (ПТБ) автотранспортных предприятий (АТП).

Из-за недостаточного развития ПТБ, низкого уровня организации работ по ТО и ремонту автомобилей коэффициент выпуска автомобилей на линии снизился с 0,661 в 1975 г. до 0,649 в 1985 г. За указанный период коэффициент использования грузоподъемности уменьшился на 6,4 %, а себестоимость 10 т·км возросла на 9,7 %. Превышение в 2—3 раза нормативных простоев подвижного состава на 1000 км пробега свидетельствует о недостаточности

ПТБ, низком уровне механизации работ ТО и ТР (18...21 %), их специализации и концентрации [ 3].

Действующая производственная база (мощность, планировка, оборудование) в основном рассчитана на автомобили средней грузоподъемности, эксплуатируемые без прицепов [ 4].

Следовательно, в ближайшие 10–15 лет необходимо дополнительно создать новую производственную базу, включая средства механизации ТО и ТР, для автомобилей большой грузоподъемности и автопоездов, а также реконструировать, модернизировать и технически перевооружить действующую производственную базу.

На первом этапе развития ПТБ намечается реконструкция существующей базы с доведением ее до рациональных нормативов обеспеченности, укрупнение АТП, централизация и специализация предприятий по выполнению сложных работ ТО и ТР в рамках производственных объединений.

На втором этапе предусматривается доведение уровней специализации и кооперирования автотранспортных и ремонтных предприятий отрасли до рациональных (уровень механизации ТО и ТР – 30...35 %). При этом в АТП выполняются несложные работы ТО и ТР, а также монтажно-демонтажные работы узлов и агрегатов. Крупные ремонтные работы производятся в центральных ремонтных мастерских, а также в специализированных ремонтных мастерских по восстановлению деталей, ремонту кузовов, окраске и т. п.

На третьем этапе развития ПТБ планируется создание единой производственной базы для ТО и ТР автомобилей региона вне зависимости от их ведомственной принадлежности с расширением обслуживаемого парка от 18...25 % до 80...85 % от всего подвижного состава в регионе.

Ставится задача создания и широкого внедрения механизированных технологических постов и комплексов, позволяющих перейти к качественно новым, близким к цеховым условиям труда при производстве ТО и ТР. В результате перехода к напольным постам и поточным линиям ТО снижаются затраты времени, труда и средств на строительные-монтажные работы (в 3–4 раза), повышается мобильность при реконструкции зон ТО и ТР. Механизация работ по замене узлов и агрегатов особенно важна в связи с развитием в автохозяйствах агрегатно-узлового метода ремонта, способствующего исключению полнокомплектного капитального ремонта автомобилей.

Важнейшим направлением научно-технического прогресса в автотранспортной отрасли является развитие контейнерных и пакетных перевозок, позволяющих получить удельную экономию в размере 12 р. на 1 т груза, перевозимого в контейнере, и 2 р. на 1 т пакетированного груза по сравнению с традиционными способами перевозок. С целью повышения эффективности контейнерных и пакетных перевозок намечается увеличить число грузовых автостанций и обменных пунктов, оснастив их соответствующими погрузочно-разгрузочными механизмами (авто- и электропогрузчиками, постовыми и козловыми кранами с автоматическими захватами и т. д.), расширить перевозку грузов в большегрузных контейнерах ( $q = 10...20$  т); создать кузов-контейнеры ( $q = 7...8$  т) на шасси автомобилей КамАЗ и ( $q = 14...15$  т) на шасси автомобилей МАЗ.

Процесс перевозок грузов автомобильным транспортом будет совершенствоваться в направлении преимущественного развития транспорта общего

пользования путем централизации перевозок грузов, в том числе транспортно-экспедиционного обслуживания промышленных, строительных, торговых предприятий; централизованного завоза (вывоза) грузов на железнодорожные станции, в речные и воздушные порты; развития транспортно-экспедиционного обслуживания населения за счет создания специализированных предприятий и новых грузоприемных пунктов; широкого внедрения прогрессивных форм организации перевозочного процесса (бестарной перевозки, доставки грузов в цистернах, автопоездах и др.).

В мероприятиях по совершенствованию процессов управления и повышению эффективности работы автомобильного транспорта важное место отводится разработке и внедрению АСУ для совершенствования оперативного управления перевозочным процессом и производством ТО и ТР подвижного состава на основе широкого внедрения информационно-справочных и диалоговых систем с использованием микроЭВМ и микропроцессорной техники.

Изложенные проблемы и направления развития автомобильного транспорта должны найти отражение в соответствующих проектных разработках, учитываться при подготовке специалистов и повышении их квалификации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Савченко - Бельский К., Неклюдов Н. Требования эксплуатации и производство грузовых автомобилей // Автомоб. трансп. – 1986. – № 3. – С. 58–59.
2. Чулков А.З. Экономия светлых нефтепродуктов на транспорте. – М., 1985. – 304 с.
3. Экономические проблемы транспорта СССР / С.П. Арсеньев и др. – М., 1985. – 183 с.
4. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. – М., 1982. – 224 с.

*УДК 629.113.004*

**Ф.Н. АВДОНЬКИН**

### **ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ КОНТАКТА ДЕТАЛЕЙ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИХ ИЗНАШИВАНИЯ**

Исследования проф. М.М. Хрущева показали, что интенсивность изнашивания деталей изменяется пропорционально давлению на поверхность трения. Такая зависимость справедлива при изменении давления в пределах до 0,4... 0,6 МПа. При большем давлении интенсивность изнашивания деталей увеличивается нелинейно. Основной причиной отклонения практической зависимости от линейной является выделение теплоты на поверхности трения. Для исследования этой зависимости необходимо исключить или хотя бы ослабить влияние других факторов на процесс изнашивания. Изнашивание трущихся поверхностей деталей можно наблюдать только при трении скольжения или качения при их относительном перемещении. Поэтому проверку влияния давления на интенсивность изнашивания деталей следует проводить при минимальной скорости их относительного перемещения и постоянных параметрах среды.

В процессе работы на поверхности деталей в результате трения выделяется теплота, а незначительная часть работы трения расходуется на разрушение по-

верхности деталей. Изменение количества выделившейся теплоты, таким образом, является неизбежным при любом колебании давления в зоне трения трущихся поверхностей или скорости их относительного перемещения. Поэтому при анализе влияния режима работы агрегата на интенсивность изнашивания деталей необходимо учитывать температуру на их поверхности.

Температура рабочей поверхности увеличивается с повышением давления и скорости перемещения деталей друг относительно друга. На рис. 1 [1] приведены результаты измерения температуры в контакте естественной термодпарой, роль которой выполнял сам контакт трущихся элементов, т. е. термодпара работала практически без инерции. По образцу  $\varnothing$  110 мм и толщиной 10 мм из стали Х12Ф1 с полированной поверхностью перемещался индентор из твердого сплава ВК-15 в виде четырехгранной пирамиды с углом при вершине  $130^\circ$ . При малых скоростях скольжения температура в контакте небольшая и с ростом нагрузки повышается незначительно; даже при высоких скоростях скольжения малые нагрузки (кривые 1...6 на рис. 1, а) не вызывают существенного повышения температуры. Увеличение нагрузки и скорости скольжения приводит к значительному повышению температуры в зоне контакта (кривые 7, 8 на рис. 1, а, кривые 13, 14 на рис. 1, б). Эту зависимость можно обосновать на основе закона сохранения энергии. При малой скорости относительного перемещения деталей (до 0,3 м/с) температура в зоне контакта повышается практически линейно.

Зависимость температуры поверхности трения от давления и скорости относительного перемещения деталей изменяется от линейной до экспоненциальной затухающей.

При повышении температуры рабочей поверхности деталей (см. рис. 1) с увеличением нагрузки интенсивность изнашивания деталей возрастает, а при сопутствующем увеличении температуры рабочей поверхности она еще более повышается. При давлении ниже предела текучести материала деталей, разовой подаче смазочного материала и скорости скольжения 0,7 м/с интенсивность изнашивания их при нормализованной (300 HV) и закаленной (550 HV) стали 45 возрастает экспоненциально. О влиянии температуры на интенсивность изнашивания рабочей поверхности деталей свидетельствует и увеличение коэффициента трения при повышении нагрузки в зоне контакта.

Если же и при большом давлении можно сохранять постоянной температуру в зоне контакта трущихся поверхностей, то пропорциональность изменения интенсивности изнашивания давлению сохраняется даже при значительном давлении (до 120 МПа). Эта зависимость линейная и при трении без смазочного материала и при наличии морской воды и нефти в сопряжении, скорости скольжения 0,01...0,3 м/с (рис. 2) [2].

При возвратно-поступательном или возвратно-вращательном движении деталей и неизменном давлении на рабочей поверхности с увеличением скорости их относительного перемещения температура рабочей поверхности повышается, как и при повышении давления в зоне трения. С изменением скорости относительного перемещения деталей давление в зоне контакта остается постоянным, поэтому изменение процесса трения влияет на количество выделяющейся теплоты.

Таким образом, на основе проведенного анализа можно сделать вывод, что интенсивность изнашивания сопряженных деталей увеличивается пропор-

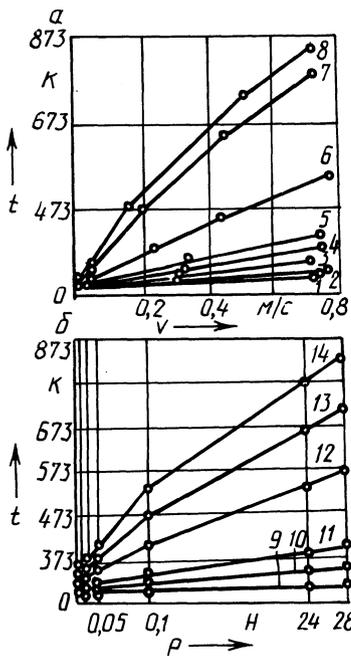


Рис. 1. Зависимость контактной температуры  $t_k$  от скорости скольжения деталей  $v$  (а) и нагрузки  $P$  (б):  
 1-8 — давление  $P = 0,05; 0,2; 0,5; 1; 2; 7; 24$  и  $28$  Н соответственно; 9-14 — скорость относительного перемещения  $v = 0,005; 0,05; 0,1; 0,3; 0,5; 0,7$  м/с соответственно [1]

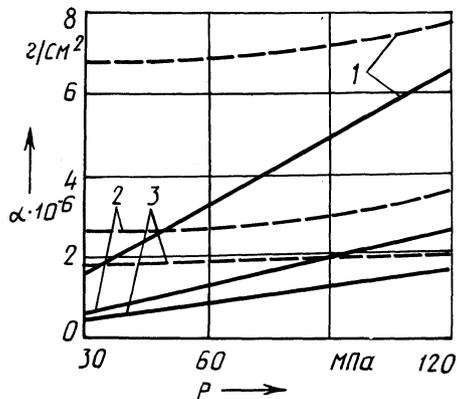


Рис. 2. Экспериментальная зависимость интенсивности изнашивания  $\alpha$  (сплошные линии) и коэффициента трения  $f$  (штриховые линии) от давления  $p$ :  
 1-3 — трение соответственно без смазочного материала, в морской воде и нефти [3]

ционально нормальному давлению в зоне контакта. Другие формы зависимости являются следствием влияния сопутствующего изменения температуры рабочей поверхности деталей при изменении давления или других факторов, прежде всего скорости относительного перемещения трущихся поверхностей при постоянном давлении в зоне контакта. Поэтому необходимо при исследовании влияния какого-либо фактора на интенсивность изнашивания трущихся поверхностей температуру на рабочей поверхности по возможности поддерживать постоянной или хотя бы одинаковой для экспериментальной и эталонной пар образцов при испытании их по методике параллельных испытаний. Температуру на поверхности контакта желательно измерять с помощью естественных термопар. В противном случае может быть допущена погрешность.

В реальных узлах агрегатов автомобиля при их работе с определенным смазочным материалом интенсивность изнашивания деталей может реже снижаться по мере увеличения температуры в зоне контакта трущихся поверхностей. Масло большой вязкости плохо поступает в зону контакта при смазывании окунамием, его там мало и поэтому оно легко разогревается. По мере разогрева масла в картере и снижения вязкости его поступление в зону контакта

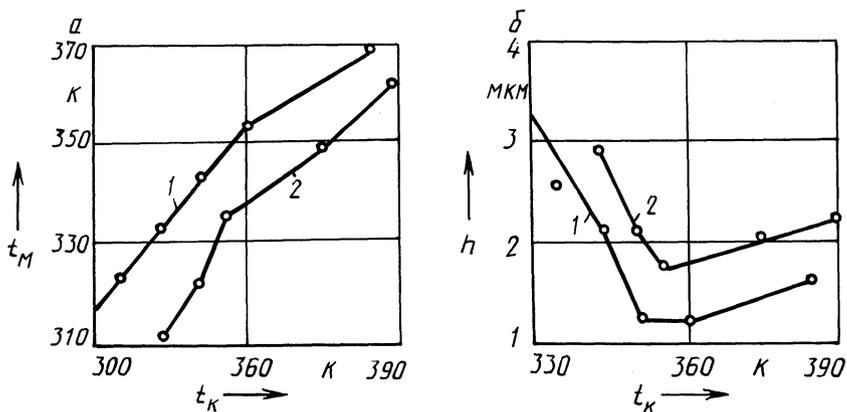


Рис. 3. Влияние контактной температуры  $t_k$  зубьев шестерен на температуру масла в картере  $t_m$  (а) и износ зуба шестерен  $h$  (б)

увеличивается, интенсивность изнашивания рабочих поверхностей снижается до оптимальной. На рис. 3, б приведены результаты измерения износа зуба шестерни по начальной окружности при стендовых испытаниях под постоянной нагрузкой коробки передач 1 автомобиля ГАЗ-21 и редуктора 2 ведущего моста автомобиля КамАЗ [3].

Результаты измерения температуры масла в зоне контакта зубьев и в картере приведены на рис. 3, а. Прежде чем исследовать влияние давления в зоне контакта на интенсивность изнашивания рабочей поверхности деталей, необходимо было провести длительные испытания на износостойкость шестерен при постоянном давлении в зоне контакта и результаты использовать для последующей их корректировки.

Неизбежное повышение температуры с увеличением давления в зоне контакта обуславливает рост интенсивности изнашивания материала, например из сплава СОС-6-6 (подшипниковый антифрикционный сплав). В зону трения подавали под давлением 0,19 МПа горячее ( $85^{\circ}\text{C}$ ) масло. Температурный режим поддерживался стабилизатором, дозирующим смазочный материал.

На рис. 4 [3] показано влияние эквивалентного нагрузочного режима работы двигателя на интенсивность изнашивания верхних компрессионных колец (рис. 4, а), поршней (рис. 4, б), второго шатунного подшипника (рис. 4, в) и второго коренного подшипника (рис. 4, г). При стационарном нагружении деталей интенсивность их изнашивания увеличивается почти пропорционально давлению (кривая 5 на рис. 4, в). Это справедливо и для шатунно-кривошипной и цилиндропоршневой групп двигателя автомобиля. С повышением нагрузки интенсивность изнашивания деталей возрастает (температура в зоне контакта повышалась с увеличением давления).

Изменение нагрузки и особенно скорости относительного перемещения деталей влияет на интенсивность изнашивания поверхности трения главным образом за счет увеличения температуры рабочей поверхности, которая зависит от продолжительности нагрева.

Поверхностные слои деталей автомобиля имеют заданные конструктором

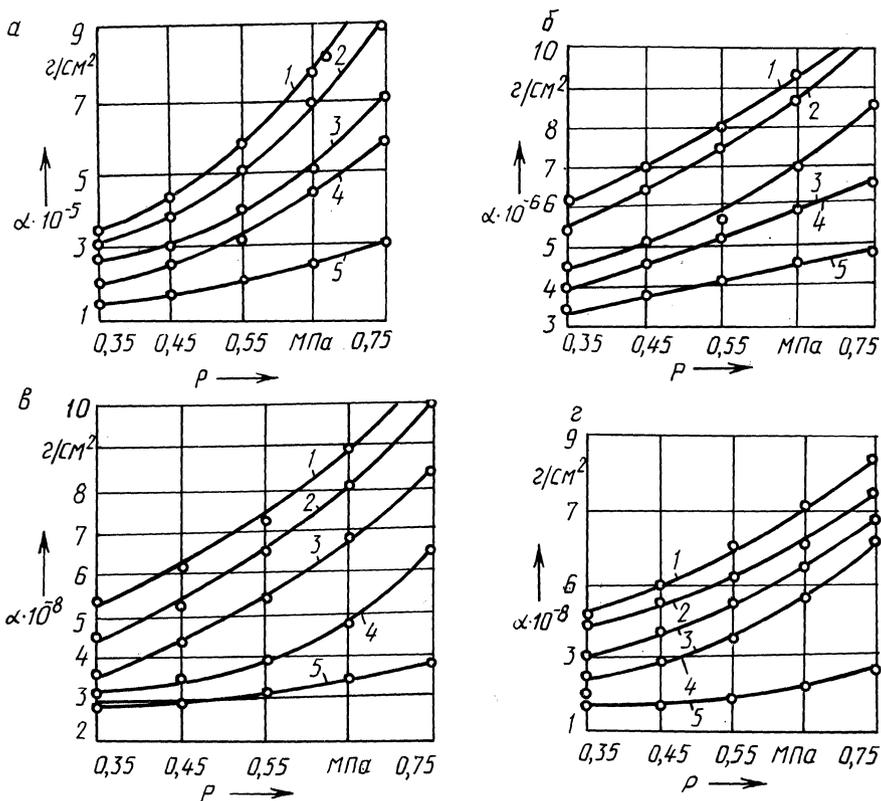


Рис. 4. Влияние эквивалентного нагрузочного режима работы двигателя на интенсивность изнашивания деталей при изменении концентрации элементов в масле за  $10^5$  оборотов коленчатого вала верхних компрессионных колец (а), поршней (б), второго коренного подшипника (в) и второго коренного подшипника (г) при изменении нагрузки:

1 - 0,15 МПа/с; 2 - 0,10; 3 - 0,05; 4 - 0,01 МПа/с; 5 - нуль

и технологом исходные физико-химические свойства. В процессе эксплуатации они изменяются в зависимости от режима нагружения, особенно скорости их относительного перемещения.

Зависимость интенсивности изнашивания деталей от скорости их относительного перемещения и других параметров режима нагружения может иметь закономерный характер. Такие закономерности существуют между изменением температуры поверхностного слоя, режимом нагружения, его изменением и интенсивностью изнашивания деталей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Попов В.С., Брыков Н.Н., Пугачев Г.А. К методике исследования сопротивляемости материалов изнашиванию // Завод. лаб. - 1984. - № 11. - С. 76-78.
2. Слободяников Б.А., Бордубанов В.Г., Лившиц Л.С. Установка для оценки износостойкости покрытия тяжело нагруженных узлов трения // Завод. лаб. - 1985. - № 3. - С. 76-77.
3. Богданов С.А. Разработка метода определения изменения технического состояния агрегатов автомобиля по их теплонагруженности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Саратов, 1987. - 146 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

### Конструирование и расчет автомобилей и тракторов

А в т у ш к о В.П., З а б о л о ц к и й М.М. Математическая модель шестимеханического гидравлического тормозного привода с преобразователем давления . . . . .	3
Б е л е н к о в В.П., Р е в с к и й В.Г. Нагруженность редуктора мотор-колеса карьерного самосвала при его трогании и разгоне . . . . .	6
Б у с е л Б.У. Оценка нагруженности редукторов электромотор-колес БелАЗ по реализациям тока тягового электропривода. . . . .	9
К а р п о в А.В., Б а р м и н В.А., Ц е р е н я А.А. Алгоритм переключения передач транспортного средства. . . . .	10
К а п у с т и н В.В. Об уравнении движения колеса как объекта многосвязного управления. . . . .	15
Л у г о в ц е в а С.Г., Ч е ч и к В.И., Э л ь х а д ж - Х а л и л ь Р.К. Влияние мощности двигателя на нагрузочный режим трансмиссии и скорость движения магистрального автопоезда. . . . .	17
С у к о н к и н В.Н., Т ю д е н е в В.П., К а ш к у р е в и ч Л.Н. Оптимизация параметров виброизолирующей подвески силовой установки автомобиля большой грузоподъемности. . . . .	21
Ж у р а в л е в С.С. Математическая модель зависимой гидропневматической подвески автомобиля . . . . .	25
С а м а р ц е в С.Б., К о р е й в о В.Я. Особенности переключения ступеней в многовальных гидромеханических передачах . . . . .	31
А н д р е е в А.Ф., В а н ц е в и ч В.В., Л е ф а р о в А.Х., Л у к е р ч и к Л.М., Е р м а л е н о к В.Г. Выбор кинематического несоответствия в приводе мостов мобильных энергетических средств . . . . .	34
Б о г д а н Н.В. Совершенствование вспомогательной тормозной системы автотракторного поезда . . . . .	37
Б о й к о в В.П. Влияние асимметричности характеристики амортизатора подвески сиденья водителя на его колебания . . . . .	40
Ж у к о в с к и й Ю.М., П о в а р е х о А.С. Автоматизированный инерционный стенд для испытания тормозных механизмов автотранспортных средств . . . . .	45
З е л е н ы й П.В. Определение боковой реакции деформируемого наклонного основания, действующей на колесо с эластичной шиной . . . . .	48
М и р к и т а н о в В.И., Т а я н о в с к и й Г.А. Влияние параметров активизируемого тракторного поезда на его эксплуатационные свойства . . . . .	51
П а в л о в и ч А.Э., М а л я с о в Е.А. Усовершенствование тормозной системы универсально-пропашного трактора. . . . .	55
П о з д е е в Е.В., К о т л о б а й А.Я., Б у т у с о в Г.Ф., Г у с ь к о в В.В. Динамика заклинивания обгонной муфты. . . . .	59
Р о ж а н с к и й А.А., Л и т в и н о в А.М., С т е п о в е н к о Л.И., Т а у б е с Л.Е. Расчетно-экспериментальный метод оценки нагруженности деталей машинно-тракторных агрегатов . . . . .	64
С и д о р е н к о В.Ю., Г р и б к о Г.П., Г е р а с и м о в и ч Е.Н. Повышение быстродействия пневматического привода тормозной системы тракторного прицепа . . . . .	66
С к у р т у л А.И., С т е ц к о А.П. Оценка эффективности мокрых муфт сцепления с накладками ведомых дисков из различных материалов . . . . .	70
С т р и г у н о в С.И., К р и в и ц к и й А.М. Кинематическое несоответствие межосевого привода тракторов . . . . .	74
А н т и п е н к о Г.Л. Исследование процессов управления зубчатыми муфтами гидромеханической трансмиссии. . . . .	77

Андреев А.Ф., Крживицкий Р.И., Кухаренок В.В., Разумовский М.А. Методы оценки среднего коэффициента звукопоглощения в замкнутом объеме кабин автотранспортных средств . . . . .	80
Семенов В.А., Голод С.В., Голенков М.В. Система дистанционного управления тракторами на полигонах для прочностных испытаний сельскохозяйственной техники . . . . .	83
Яцкевич В.В., Янчевский В.Э. Статистический анализ параметров коробок передач трансмиссий универсальных тракторов . . . . .	85
Железко Б.Е., Лю Зыи Рён. Общие зависимости для анализа уравновешенности многорядных поршневых двигателей . . . . .	89
Кухаренок Г.М. Влияние параметров топливной аппаратуры и наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла высокофорсированного тракторного дизеля . . . . .	93
Дробышевский Ч.Б., Боровиков В.Ф. К расчету термодинамических параметров процесса сжатия воздуха в цилиндре дизеля при пуске . . . . .	97

### Эксплуатация и ремонт автомобилей

Шумик С.В., Кучур С.С. Метод моделирования на ЭВМ потенциального уровня ремонтпригодности автомобильных транспортных средств . . . . .	101
Шумик С.В., Савич А.С., Кучур С.С., Зенкевич Е.И. Расчетно-экспериментальный метод определения ресурса деталей . . . . .	107
Титков В.И., Дятлов О.М. К вопросу повышения надежности золотниковых элементов гидросистем большегрузных автомобилей . . . . .	112
Седюкевич В.Н., Богаченко А.С., Мальгин О.Н., Лысенко Н.Е., Нозик А.И., Тырыкин А.Д. Оптимизация состава автомобильно-экскаваторного комплекса на основе имитационного моделирования на ЭВМ . . . . .	115
Борисенко Е.И., Сай А.С. Особенности эксплуатации самосвалов БелАЗ-549 . . . . .	120
Капустин Н.М., Кучевский Н.Г. Основные проблемы и направления развития автомобильного транспорта в БССР. . . . .	123
Авдонькин Ф.Н. Влияние давления в рабочей зоне контакта деталей на интенсивность их изнашивания. . . . .	126

Научное издание

## КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Выпуск 3

Заведующий редакцией *В.Г. Самарина*, Редактор *Ж.И. Васюк*, Младшие редакторы *Н.В. Валишева*, *Т.И. Крючкова*, Художественный редактор *И.А. Демковский*, Технический редактор *Л.И. Счисленок*, Корректор *Н.Б. Кучмель*, Оператор *А.И. Маль*.

ИБ № 2623

Подписано в печать с оригинала-макета 11.04.88 г. АТ 14041. Формат 60х90 1/16. Бумага офсет. Офсет, печать. Гарнитура Пресс Роман. Усл. печ. л. 8,25. Усл. кр.-отт. 8,75. Уч.-изд. л. 9,67. Тираж 775 экз. Зак 5711. Цена 2 р.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа". 222310, Молодечно, ул. Тавлая, 11.