

Министерство высшего и среднего специального образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК

ВЫПУСК 1

Минск
"Вышэйшая школа"
1986

К65

Главный редактор

доктор технических наук профессор *Н.Ф. Метлюк*

Редакционный совет:

В.С. Апанасенко, А.Ф. Андреев, 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,
В.П. Тарасик, С.И. Терешко, С.В. Шумик

Излагаются вопросы выбора и обоснования основных параметров колесных тракторов, автомобилей и их двигателей. Приводятся результаты исследований тяговой и тормозной динамики, поворачиваемости, устойчивости движения, плавности хода, долговечности и экономичности тяговых и транспортных машин.

Рассматриваются пути повышения надежности автомобилей в процессе эксплуатации, совершенствования организации и технологии их технического обслуживания и ремонта.

Предназначен для инженерно-технических работников заводов, автотранспортных предприятий, научно-исследовательских организаций, преподавателей и аспирантов вузов.

В.П. АВТУШКО, канд. техн.наук,
И.М. ФЛЕРКО, канд.техн.наук,
С.Ю. АРТАМОНОВ (БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИУСА КАЧЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ШИН

В теоретических исследованиях процесса движения автомобиля в качестве характеристики взаимодействия колеса с опорной поверхностью используют радиус качения — радиус r_k такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания имеет с действительным колесом не только одинаковую скорость вращения, но и одинаковую скорость качения (скорость перемещения оси колеса). Радиус качения определяется угловой скоростью вращения колеса относительно его оси ω_k и скоростью перемещения оси колеса v : $r_k = v/\omega_k$.

Впервые зависимость радиуса качения колеса от момента, приложенного к нему, представлена в аналитической форме Е.А. Чудаковым:

$$r_k = r_{k0} \pm \lambda M_T, \quad (1)$$

где r_{k0} — радиус качения колеса в ведомом режиме; λ — коэффициент тангенциальной эластичности шины. Знак "плюс" соответствует тормозному режиму, "минус" — тяговому.

Объектами экспериментальных исследований радиуса качения большегрузных шин при торможении являлись шины 320-508 (мод. ИЯВ-12Б), 320-508Р (мод. И-109Б) и 300-508Р (мод. И-68А). Цель исследования — получение эмпирических формул, связывающих r_{k0} и λ с нагрузкой на колесо G и давлением воздуха в шине p_w .

Исследования проводились с использованием методов математического планирования экспериментов. Применялся ротатабельный центральный композиционный план второго порядка [1], позволяющий получить зависимость между выходной величиной y и влияющими факторами x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) в виде

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n a_{ik} x_i x_k, \quad (2)$$

где последнее слагаемое учитывает взаимодействие факторов ($n > k > i$).

В рассматриваемом случае выходными величинами (y) являются радиус качения колеса в ведомом режиме r_{k0} и коэффициент тангенциальной эластичности шины λ , а влияющими факторами — вертикальная нагрузка на колесо

$G(x_1)$ и давление воздуха в шине $p_w(x_2)$. Искомая зависимость $y = y(x_1, x_2)$:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2. \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) уровни факторов должны представляться в кодированном виде:

$$x_i = (X_i - X_{i0}) / \Delta X_i, \quad (4)$$

где x_i – кодированный текущий уровень фактора; X_i – натуральный текущий его уровень; X_{i0} – натуральный нулевой (основной) уровень фактора; ΔX_i – шаг варьирования.

При каждом уровне факторов, определяемом строкой плана эксперимента (табл. 1), изменялся тормозной момент от нуля до предельного по условиям сцепления колеса с дорогой. При этом замерялся путь S , пройденный колесом за один оборот, и определялся радиус его качения $r_k = S / (2\pi)$.

На рис. 1 в качестве примера приведены графики зависимости $r_k = f(M_T)$ для шины 320-508. Цифры на графиках соответствуют номеру строки плана эксперимента. Такие же графики были построены для шин 320-508P и 300-508P. Приведенные в таблице значения коэффициента λ определялись на линейном участке зависимости $r_k = f(M_T)$ по формуле $\lambda = (r_k - r_{k0}) / M_T$, где r_k и M_T – любые соответствующие друг другу значения радиуса качения и тормозного момента.

Табл. 1. План и результаты экспериментов по исследованию зависимости λ от основных влияющих факторов

Но- мер опы- та	Матрица плана X		Значение λ для шин		
	X_1	X_2	320-508	320-508P	300-508P
			$y = \lambda \cdot 10^4, \text{ м}/(\text{Н} \cdot \text{м})$		
1	+1	+1	0,0437	0,034	0,05
2	-1	+1	0,072	0,0667	0,0667
3	+1	-1	0,0719	0,0317	0,044
4	-1	-1	0,0681	0,05	0,06
5	+1,414	0	0,0649	0,025	0,0475
6	-1,414	0	0,0824	0,0675	0,07
7	0	+1,414	0,0452	0,0575	0,058
8	0	-1,414	0,063	0,0375	0,04
9	0	0	0,0607	0,048	0,044
10	0	0	0,0611	0,052	0,05
11	0	0	0,0609	0,05	0,054
12	0	0	0,0608	0,049	0,048
13	0	0	0,061	0,051	0,047

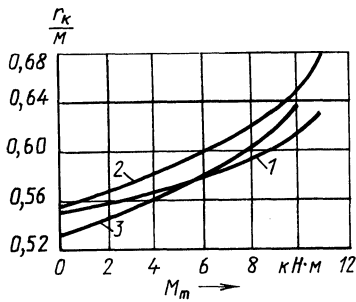


Рис. 1. Графики зависимости радиуса качения шины 320-508 от тормозного момента

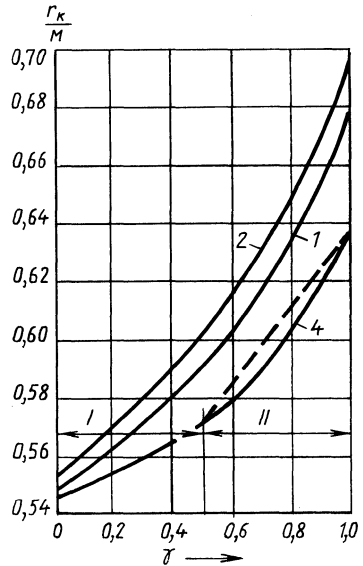


Рис. 2. Графики зависимости $r_{к0} = f(\gamma)$ для шины 320-508

В результате расчетов получены следующие зависимости для выходной величины λ (после оценки значимости коэффициентов) соответственно для шин 320-508, 320-508P и 300-508P:

$$y = 0,061 - 0,006x_1 - 0,006x_2 + 0,0063x_1^2 - 0,003x_2^2 - 0,008x_1x_2; \quad (5)$$

$$y = 0,05 - 0,014x_1 + 0,006x_2 - 0,0021x_1^2 - 0,0015x_2^2 - 0,0035x_1x_2; \quad (6)$$

$$y = 0,049 - 0,008x_1 + 0,005x_2 + 0,0053x_1^2. \quad (7)$$

На основании зависимостей (5)...(7), а также выражения (4) получены следующие формулы, связывающие λ [м/(Н·м)] и $r_{к0}$ (м) с натуральными значениями G (Н) и p_w (МПа) для тех же шин:

$$\lambda = (0,018 + 0,21 \cdot 10^{-9} G^2 - 0,33 p_w^2 - 5,54 \cdot 10^{-6} G + 0,627 p_w - 1,45 \cdot 10^{-5} G p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (8)$$

$$\lambda = (-0,067 - 0,69 \cdot 10^{-10} G^2 - 0,15 p_w^2 + 0,4 \cdot 10^{-5} G + 0,365 p_w - 0,63 \cdot 10^{-5} G p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (9)$$

$$\lambda = (0,185 + 1,75 \cdot 10^{-10} G^2 - 1,07 \cdot 10^{-5} G + 0,047 p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (10)$$

$$r_{к0} = 0,551 - 0,86 \cdot 10^{-6} G + 6,5 \cdot 10^{-3} p_w + 1,13 \cdot 10^{-6} G p_w; \quad (11)$$

$$r_{к0} = 0,526 - 0,13 \cdot 10^{-6} G + 6,9 \cdot 10^{-3} p_w + 0,63 \cdot 10^{-6} G p_w; \quad (12)$$

$$r_{к0} = 0,488 + 0,75 \cdot 10^{-6} G + 53,7 \cdot 10^{-3} p_w - 1,42 \cdot 10^{-6} G p_w. \quad (13)$$

Из графиков, приведенных на рис. 1, следует, что формула (1) справедлива только для определенного диапазона значений тормозного момента – при $\gamma \leq 0,5$ (γ – отношение тормозного момента M_T к предельному его значению по условиям сцепления колеса с дорогой $M_T \varphi$): $\gamma = M_T / M_{T\varphi}$).

Для получения зависимости между r_k и M_T при $0,5 < \gamma \leq 1$ были построены графики $r_k = f(\gamma)$. На рис. 2 они приведены для шины 320-508. Графики имеют два участка: I – линейной зависимости, II – нелинейной зависимости $r_k = f(\gamma)$. На участке I r_k определяется по формуле (1) с учетом также формул (8)... (13), на участке II нелинейная зависимость $r_k = f(\gamma)$ заменяется линейной. Тангенс угла наклона соответствующей прямой (штриховая линия) к оси абсцисс $\lambda' = (r_k - r_k^*) / (\gamma - \gamma^*)$, где $\gamma^* = 0,5$ и r_k^* – значения коэффициента γ и радиуса качения на границе участков I и II. Следовательно,

$$r_k = r_k^* + \lambda' (\gamma - \gamma^*).$$

Полученные зависимости могут быть использованы в расчетах процесса движения автомобиля при торможении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем./К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – М., 1977. – 445 с.

УДК 629.114.4.014.5

В.Я. БАБУК,
Л.А. МОЛИБОШКО, канд.техн.наук (БПИ),
Г.З. ЖИЛИНСКИЙ (БелАЗ)

НАГРУЖЕННОСТЬ РУЛЕВОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ СО СВЕЧНОЙ ПОДВЕСКОЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Применение свечной независимой подвески передних управляемых колес на автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности (БелАЗ-549, БелАЗ-7519) позволяет повысить плавность хода этих автомобилей при движении по дорогам без усовершенствованного покрытия. Недостаток такой конструкции состоит в трудности кинематического согласования работы рулевого привода и подвески. Это в свою очередь сказывается на степени нагруженности привода и связанных с ним деталей.

Экспериментальные исследования, проведенные на автомобиле БелАЗ-7519 [1], позволили установить, что при колебаниях подрессоренной массы автомобиля синхронно изменяется и усилие в тягах рулевого привода.

Для определения путей снижения этих нагрузок на АВМ [2] были проведены расчеты по определению их зависимости от некоторых параметров руле-

вого управления. Составленная пространственная динамическая модель автомобиля (рис. 1) имеет семь степеней свободы и описывается следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_{\lambda} \ddot{\lambda} + d(F_1 + F_2) - e(F_3 + F_4) &= F_{\tau \Sigma} h ; \\
 I_{\gamma} \ddot{\gamma} + 0,5 B'(F_1 - F_2) + 0,5 B''(F_3 - F_4) &= 0 ; \\
 m \ddot{x} + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 &= 0 ; \\
 m_{\kappa} \ddot{z}_1 - F_1 + G_1 &= 0 ; \\
 m_{\kappa} \ddot{z}_2 - F_2 + G_2 &= 0 ; \\
 I_0 \ddot{\theta}_1 + Pa + M_1 + M_{\Gamma} &= F_{\tau 1} b ; \\
 I_0 \ddot{\theta}_2 - Pa + M_2 - M_{\Gamma} &= -F_{\tau 2} b ; \\
 F_1 &= c'_{\Pi} \epsilon_1 + k'_{\Pi} \dot{\epsilon}_1 ; \\
 F_2 &= c'_{\Pi} \epsilon_2 + k'_{\Pi} \dot{\epsilon}_2 ; \\
 F_3 &= c''_{\Pi} \epsilon_3 + k''_{\Pi} \dot{\epsilon}_3 ; \\
 F_4 &= c''_{\Pi} \epsilon_4 + k''_{\Pi} \dot{\epsilon}_4 ; \\
 \epsilon_1 &= x - z_1 + 0,5 B' \gamma + d \lambda ; \\
 \epsilon_2 &= x - z_2 - 0,5 B' \gamma + d \lambda ; \\
 \epsilon_3 &= x + 0,5 B'' \gamma - e \lambda - q_3 ; \\
 \epsilon_4 &= x - 0,5 B'' \gamma - e \lambda - q_4 ; \\
 G_1 &= c'_{\text{ш}} (z_1 - q_1) ; \\
 G_2 &= c'_{\text{ш}} (z_2 - q_2) ; \\
 P &= c_{\Gamma} a (\theta_1 - \theta_2) - c_{\Gamma} f(\epsilon_1) - c_{\Gamma} f(\epsilon_2) ; \\
 M_1 &= c_0 \theta_1 + k_0 \ddot{\theta}_1, M_1 \leq M_{\varphi 1} ; \\
 M_2 &= c_0 \theta_2 + k_0 \ddot{\theta}_2, M_2 \leq M_{\varphi 2} ; \\
 M_{\Gamma} &= I_{\kappa} \omega_{\kappa} \dot{\gamma},
 \end{aligned}$$

где $f(\epsilon)$ — кинематическое рассогласование подвески и рулевого привода; M_{Γ} — гироскопический момент управляемого колеса. Остальные обозначения — на рис. 1.

Здесь за обобщенные координаты приняты следующие переменные: x — вертикальное перемещение центра поддресоренной массы; λ и γ — угловые перемещения центра масс соответственно в продольной (момент инерции I_{λ}) и поперечной (момент инерции I_{γ}) плоскостях автомобиля; z_1 и z_2 — вертикальные перемещения соответственно левого и правого управляемых колес массой m_{κ} с моментом инерции относительно оси вращения I_{κ} ; θ_1 и

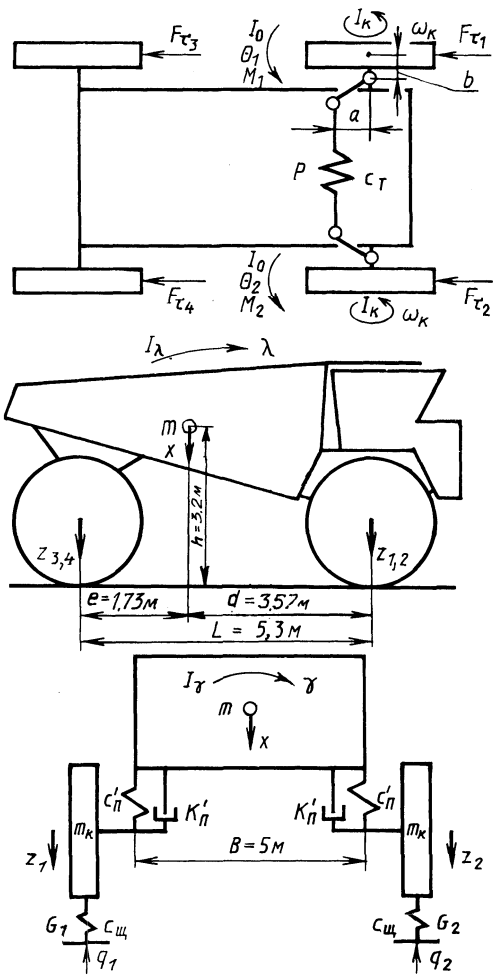


Рис. 1. Динамическая модель автомобиля

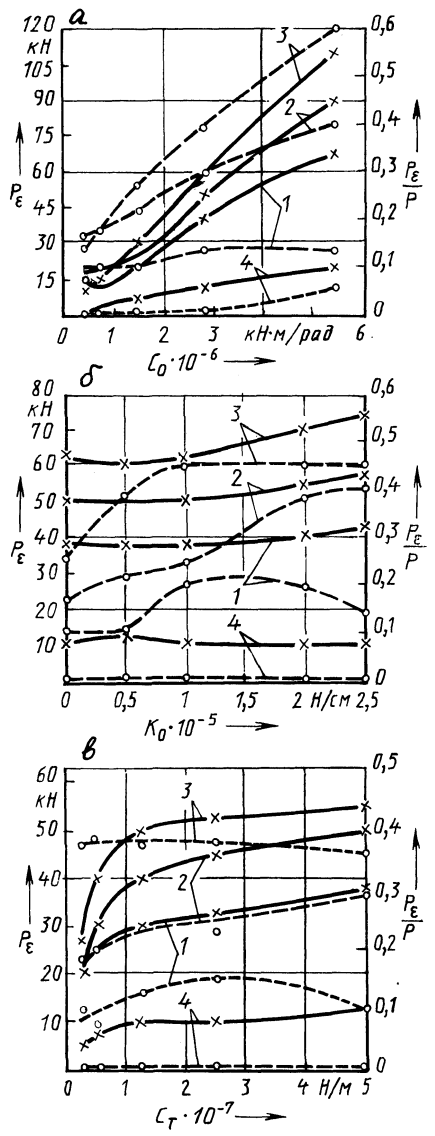


Рис. 2. Усилие в тяге рулевого привода P_{ϵ} (сплошная линия) от кинематического рассогласования его с подвеской и доля этого усилия в суммарной нагрузке P_{ϵ}/P (штриховая линия) при изменении угловой жесткости шины (а), демпфирования шины (б) и жесткости тяги (в)

θ_2 – угловые перемещения в горизонтальной плоскости левого и правого управляемых колес с моментами инерции относительно осей шкворней I_0 .

При решении задачи динамическая система принята дискретной; масса ведущих задних колес включена в поддрессоренную массу автомобиля. Для сопоставимости с экспериментальными данными основной режим нагружения рулевого привода соответствует случаю переезда автомобилем единичной неровности одновременно двумя колесами, когда привод максимально нагружен.

Анализ полученных результатов показывает, что нагрузки на рулевой привод обусловлены в основном двумя причинами: сопротивлением движению колес на подъеме (доля нагрузки – 60...85 %) и кинематическим рассогласованием $f(\epsilon)$ рулевого привода с подвеской (15...40 %). Гироскопический момент M_T , возникающий при повороте оси вращения колес вследствие их наезда на неровности, не оказывает существенного влияния на общую нагруженность привода (5...10 % общей нагрузки).

Для оптимизации параметров рулевого привода при заданной схеме рулевого управления и подвески были определены зависимости между усилием в тяге и различными параметрами системы: угловой жесткостью шин c_0 , коэффициентом неупругого сопротивления k_0 , жесткостью боковых тяг c_T . Расчеты проводились при скоростях движения автомобиля 2,2...9,3 м/с.

Результаты расчетов в графическом виде представлены на рис. 2 для разных скоростей движения автомобиля (1–9,3 м/с; 2–6,6; 3–4,4; 4–2,2 м/с). Анализ показывает, что уменьшение угловой жесткости шины (рис. 2, а) способствует значительному снижению составляющей P_ϵ и ее доли в суммарной нагрузке (при снижении c_0 в 4 раза P_ϵ падает на 60...70 %). При увеличении демпфирования шины (рис. 2, б) снижение P_ϵ незначительно (10...15 %). Жесткость тяги оказывает такое же влияние (рис. 2, в), как и жесткость шин, но в меньшей степени. С уменьшением c_T в 10 раз уровень нагрузок падает примерно в два раза. Доля P_ϵ в суммарной силе P не связана с жесткостью тяг, а определяется только скоростью движения автомобиля.

Максимальная деформация подвески и соответственно максимальные усилия в элементах привода имеют место при движении автомобиля со скоростью 4,1 м/с (15 км/ч) и обусловлены явлением резонанса при взаимодействии его с неровностью дороги.

Таким образом, снижение нагрузок в рулевом приводе автомобилей-самосвалов со свечной подвеской возможно за счет изменения угловой жесткости шин и (или) жесткости деталей рулевого привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б а б у к В.Я. Исследование нагруженности рулевого привода большегрузных самосвалов БелАЗ. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1985, вып. 20, с. 3–5.
2. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля/Под ред. А.И. Гришкевича. – Минск, 1978. – 264 с.

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДОТРАНСФОРМАТОРНОГО УЧАСТКА ТРАНСМИССИИ ПРИ ЗАПУСКЕ ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ УПРУГО-ФРИКЦИОННОГО ДЕМПФЕРА

В полноприводных автомобилях большой грузоподъемности, оборудованных гидромеханической трансмиссией, применяется отдельная установка двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии по условиям компоновки и в целях обеспечения простоты обслуживания. Дотрансформаторный участок трансмиссии является самостоятельной колебательной системой, обычно состоящей из двигателя, согласующего редуктора и насосного колеса гидротрансформатора.

Расчеты показывают, что частоты главных гармоник возмущающего момента двигателя совпадают с первой частотой собственных колебаний дотрансформаторного участка трансмиссии при частоте вращения двигателя порядка 200...300 об/мин. Это должно приводить к развитию значительных по амплитуде резонансных колебаний при запуске двигателя. Этот вывод подтверждают результаты замеров амплитуд колебаний упругого момента в дотрансформаторном участке трансмиссии полноприводного автомобиля, выполненные в Минском автомобильном заводе [1].

Влиянию параметров демпфера на колебания в трансмиссии автомобиля, которые возникают при установившихся режимах работы двигателя, посвящено достаточно работ [2, 3, 4]. В то же время поведение трансмиссии при пусковых резонансных колебаниях изучено недостаточно. При запуске двигателя тяжелого автомобиля с гидромеханической трансмиссией явление резонанса практически неизбежно.

Основными параметрами упруго-фрикционного демпфера, которые без каких-либо изменений его конструкции поддаются варьированию, являются жесткость демпфера (c_2), момент трения ($M_{тр}$), момент предварительного натяжения пружин ($M_{пр}$) и момент замыкания демпфера (M_3).

Динамическая модель дотрансформаторного участка трансмиссии показана на рис. 1. Поведение ее описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + M(\varphi_{1,2}) &= M_{дв}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - M(\varphi_{1,2}) + c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) + k_{2,3}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) - k_{2,3}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{3,4}(\varphi_3 - \varphi_4) + \\ + k_{3,4}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{3,4}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{3,4}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= -M_c, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где I — моменты инерции масс системы; $M(\varphi_{1,2})$ — момент в демпфере; c_i — жесткости линейных звеньев; k_i — коэффициенты вязкого трения в линейных звеньях; φ_i — углы поворота масс; $\varphi_{1,2}$ — угол поворота демпфера

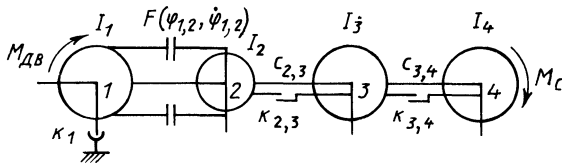


Рис. 1. Расчетная динамическая модель дотрансформаторного участка трансмиссии

$(\varphi_{1,2} = \varphi_1 - \varphi_2)$; M_c – момент сопротивления, который определяется в основном трением фрикционов в коробке передач; $M_{дв}$ – возмущающий момент двигателя.

Момент в упруго-фрикционном демпфере, расчетная характеристика которого носит кусочно-линейный характер, определяется по формулам:

$$M(\varphi_{1,2}) = \begin{cases} f_{1,2} & \text{при } \varphi_{1,2} < \Delta_1, \varphi_{1,2} > \Delta_2; \\ f_{1,2} + M_{тр} \operatorname{sign} \dot{\varphi}_{1,2} & \text{при } \Delta_1 \leq \varphi_{1,2} \leq \Delta_2, \end{cases}$$

где

$$f_{1,2} = \{c_1 |\varphi_{1,2}| + (c_1 - c_2) [(|\varphi_{1,2}| - \Delta_2) \eta(\Delta_2) - (|\varphi_{1,2}| - \Delta_1) \eta(\Delta_1)] \} \operatorname{sign} \varphi_{1,2};$$

$$\eta(\Delta) = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi_{1,2} > \Delta; \\ 0 & \text{при } \varphi_{1,2} \leq \Delta, \end{cases}$$

c_1 – жесткость демпфера на нерабочих участках его характеристики; c_2 – жесткость демпфера на рабочих участках характеристики; Δ_1, Δ_2 – абсциссы точек перегиба характеристики демпфера: $\Delta_1 = M_{пр} / c_1$, $\Delta_2 = \Delta_1 + (M_3 - M_{пр}) / c_2$.

Крутящий момент двигателя, входящий в уравнения (1), представлялся в виде суммы среднего момента $M_{дв.ср}$ и центрированной относительно нуля переменной составляющей:

$$M_{дв} = M_{дв.ср} + M_{в}(\varphi_1).$$

Средний момент двигателя считался постоянным в течение всего процесса запуска. Текущее значение переменной составляющей находилось суммированием центрированных моментов от газовых и инерционных сил двигателя. Если известны зависимости газовых $M_{г}(\varphi_1)$ и инерционных $M_{и}(\varphi_1)$ моментов двигателя от угла поворота коленчатого вала φ_1 , найденные для номинального режима, то возмущающий момент

$$M_{в}(\varphi_1) = M_{г}(\varphi_1) \frac{M_{дв.ср}}{M_{н}} + M_{и}(\varphi_1) \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_{н}} \right)^2,$$

где $M_{н}$ – номинальный момент двигателя; $\omega_{н}$ – номинальная угловая скорость.

Для оценки влияния параметров фрикционного демпфера на нагруженность исследуемого звена использовался показатель накопления повреждений:

$$R = U \frac{\sum (T_i + \psi T_{cp})^m}{t},$$

где U — доля моторесурса двигателя, соответствующая его работе в пусковом скоростном диапазоне; T_i — амплитуда упругого момента в исследуемом звене в i -й момент времени; ψ — коэффициент асимметрии цикла нагружения; T_{cp} — средний момент в упругом звене; m — показатель степени кривой усталости (для валов $m = 4$); t — продолжительность запуска двигателя.

Амплитудой упругого момента считается положительная разность упругого момента и среднего момента в звене, которая вычисляется в точках перегиба кривой временной зависимости упругого момента.

Сначала изучалось влияние жесткости и момента трения демпфера на крутильные колебания дотрансформаторного участка трансмиссии при запуске двигателя. Для этой цели вычислялись показатели накопления повреждений при различных сочетаниях жесткости и момента трения демпфера для наиболее нагруженного участка, которым оказалось звено 2, 3. Момент $M_{тр}$ принимался равным нулю. Полученные результаты приведены на рис. 2, из которого видно, что при каждом сочетании жесткости и момента трения минимум накопления повреждений наблюдается при $M_{тр}$, приблизительно составляющем 0,18...0,22 максимального момента двигателя $M_{e\max}$. Иначе говоря, при увеличении до определенного предела момента трения уменьшается нагруженность дотрансформаторного участка трансмиссии, а затем она возрастает. Уменьшение жесткости демпфера способствует снижению показателя R , но при малой жесткости (кривая 2 из рис. 2) и малом моменте трения настолько возрастают максимальные динамические моменты при резонансе, что могут

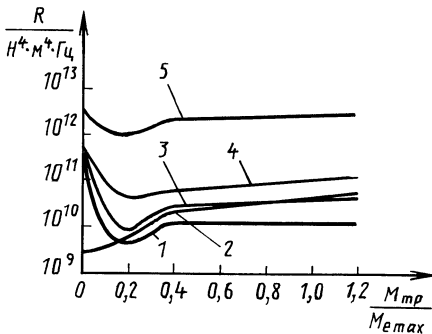


Рис. 2. Зависимость показателя накопления повреждений в звене 2, 3 от момента трения демпфера:

1 — при относительной жесткости демпфера на рабочем участке его характеристики $c_2/M_{e\max} = 2,22 \text{ рад}^{-1}$; 2 — 8,89; 3 — 17,79; 4 — 35,59; 5 — 142,34 рад^{-1}

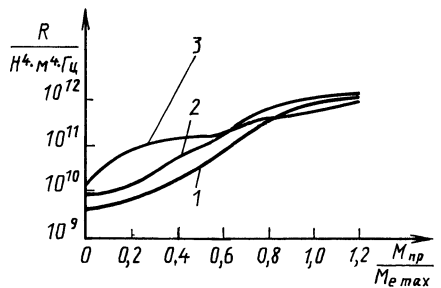


Рис. 3. Зависимость показателя накопления повреждений в звене 2, 3 от момента предварительного натяжения пружин демпфера:

1 — $c_2/M_{e\max} = 8,89 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,19$; 2 — $c_2/M_{e\max} = 17,79 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,19$; 3 — $c_2/M_{e\max} = 8,89 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,74$

вызвать разрушение конструкции. Малые значения R в данном случае обусловлены тем, что система быстро проходит узкую резонансную зону, за пределами которой амплитуды колебаний малы.

Для ряда сочетаний c_2 и $M_{\text{тр}}$, которые соответствуют минимуму показателя накопления повреждений, подбирался момент предварительного натяжения пружин демпфера. Из рис. 3 видно, что при оптимальном моменте трения (кривые 1 и 2) увеличение $M_{\text{пр}}$ до $0,19M_{e\text{max}}$ существенно не сказывается на нагруженности исследуемого звена. Дальнейший же рост $M_{\text{пр}}$ приводит к значительному увеличению динамических нагрузок на трансмиссию. Это объясняется тем, что демпфер вступает в работу, только когда упругий момент превысит $M_{\text{пр}}$.

Таким образом, для гашения колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии наилучшим из исследованных представляется сочетание жесткости демпфера $c_2 = 8,9M_{e\text{max}}$ и момента трения $0,18M_{e\text{max}}$. При этом, если M_3 превышает $1,48M_{e\text{max}}$, исключаются удары витков тангенциальных пружин друг о друга. Момент предварительного натяжения пружин следует выбирать не более необходимого для удержания в своих гнездах тангенциальных пружин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Результаты экспериментального исследования упруго-фрикционного демпфера и антивибратора моторно-трансмиссионной установки большегрузного автомобиля / Е.С. Лебедев, Л.Н. Дубровский, Б.М. Рабинович и др. – В кн.: Прогрессивные методы конструирования и производства деталей автомобилей. – Минск, 1982, с. 131–136. 2. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л., 1968. – 284 с. 3. Проектирование трансмиссий автомобилей/Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М., 1984. – 272 с. 4. Геккер Ф.Ф. К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобилей. – Автомобильная промышленность, 1969, № 2, с. 15–18.

УДК 621.226.5:629.114.2

М.С. ЛЕБЕДЕВ,
А.А. ГУБИЦКИЙ, канд.техн.наук,
В.М. СТАСКЕВИЧ (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ПО КОНСТРУКТИВНЫМ ПАРАМЕТРАМ ГИДРОМАШИН

Для установившегося или медленно изменяющегося режима работы КПД гидромашин

$$\eta_1 = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_{\text{тр}}} ; \eta_2 = \frac{N_i - N_{\text{тр}}}{N_i + N_y} ,$$

где N_i – индикаторная мощность; $N_i = W_0 \omega_{\text{ре}}$; N_y – потери мощности, свя-

занные с утечками рабочей жидкости; $N_{\text{тр}}$ – потери мощности на трение в узлах гидромашин; W_0 – объемная постоянная гидромашин; ω – угловая скорость вращения; p – давление рабочей жидкости; e – параметр регулирования; $e = \sin\alpha$; α – угол наклона блока цилиндров; индексы обозначают режим работы гидромашин (насос – 1, гидромотор – 2).

Потери мощности оцениваются в долях от индикаторной мощности с помощью коэффициентов потерь:

$$N_y = \frac{c_y p}{\mu \omega} N_i; \quad N_{\text{тр}} = y N_i,$$

где c_y – коэффициент утечек; μ – динамическая вязкость жидкости; y – приведенный коэффициент гидромеханических потерь.

Гидромеханические потери включают потери мощности на сухое трение N_f , вязкое трение N_B и гидравлические потери в проточном контуре гидропередачи, Перечисленные составляющие могут быть определены по формулам [1]:

$$N_f = c N_i; \quad N_B = \frac{\mu c_B}{p} \omega N_i; \quad N_r = \frac{e^3}{p} c_r \omega^2 N_i.$$

Коэффициенты c , c_B , c_y зависят от величины и формы зазоров в распределителе гидромашин, поршневой группе, шатунах, c_r – от формы проточного контура.

Исследования рабочих процессов гидромашин тракторов МТЗ позволили сделать заключение о том, что основные потери происходят в зазоре торцевого распределителя [2]. Величина зазора может быть представлена как результирующая двух составляющих – постоянной, определяемой износом и деформацией уплотняющих поясков, и переменной, возникающей при колебательных процессах в динамической системе гидромашин [3].

Расчетно-экспериментальное определение нагрузок, передаваемых карданным механизмом привода блока цилиндров [2], показало, что доля механических потерь мощности, приходящихся на распределитель, составляет 0,6... 0,8. Аналогичные результаты получены и по объемному КПД.

Следовательно, по величине зазора в распределителе гидромашин можно оценить ее КПД. Моделирование работы гидромашин на установившихся режимах, проведенное с целью получения величины зазора в распределителе, рассмотрено в работе [4]. В результате расчетов были определены зависимости величины зазора от конструктивных параметров – расположения подшипника блока цилиндров, массы грузов центробежного прижима, дисбаланса блока цилиндров и т.д. Сравнение расчетных и экспериментальных величин зазора h в зависимости от угла поворота блока цилиндров (β) представлено на рис. 1. Экспериментальные данные получены при стендовых испытаниях. Отклонения расчетных и экспериментальных значений h находятся в пределах 10...20 %.

Утечки рабочей жидкости можно определить по формуле [3]:

$$Q_y = \frac{\pi}{6 \ln(R_2/R_1)} \frac{p}{\mu} h^3 \left[1 \pm k \frac{\rho \omega^2}{p} (R_2^2 - R_1^2) \right],$$

где R_1 и R_2 – внутренний и наружный радиусы уплотнительного буртика; ρ – плотность жидкости; k – коэффициент диффузорности щели.

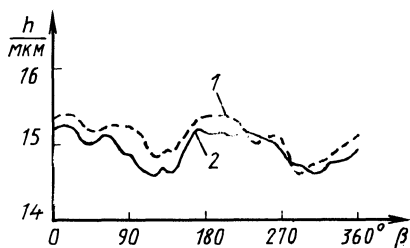


Рис. 1. Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости величины зазора в распределителе от угла поворота блока цилиндров

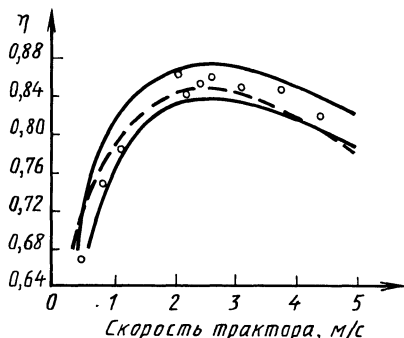


Рис. 2. Изменение КПД гидротрансмиссии от скорости трактора:
 — границы доверительного интервала экспериментальных значений КПД;
 - - - расчетная зависимость

Расчет производится по среднему значению зазора в пределах каждого окна для соответствующего пояска и угла поворота блока цилиндров, а затем утечки суммируются. Аналогично определяются и перетечки рабочей жидкости из полости высокого в полость низкого давления. Коэффициент утечек $c_y = Q_y / (W_0 p)$.

Коэффициент вязкого трения рассчитывается исходя из средней величины зазора в золотниках распределителя h_{cp} , получаемой как среднее значение в четырех диаметрально противоположных точках:

$$c_B = \pi \mu B / (4 h_{cp} W_0).$$

Величина "B" представляет собой условный средний радиус уплотняющих и опорных поясков золотников:

$$B = 8 (r_1^3 l_1 + r_2^3 l_2 + r_3^3 l_3),$$

где r_1, r_2, r_3 — радиусы уплотняющих и опорного поясков; l_1, l_2, l_3 — длина уплотняющих и опорного поясков соответственно.

Коэффициент гидравлического сопротивления проточного контура гидропередачи можно рассчитать по формулам гидравлики или определить более точно по экспериментально получаемым потерям напора при протекании рабочей жидкости по исследуемому контуру с помощью зависимости

$$c_r = \Delta p / (e^3 \omega^2).$$

Экспериментальные значения потерь давления в проточном контуре гидропередачи МТЗ, полученные авторами на специальной измерительной установке для масла М10В, представлены в табл. 1.

Значения коэффициента c_r , определенные по этим данным, практически совпадают с найденными при расчетно-экспериментальном исследовании диссипативной характеристики гидрообъемной передачи.

Табл. 1. Потери давления в проточном контуре гидропередачи

ω_n , рад/с	$v_{ж}$, м/с	$t_{ж}$, °С	Потери давления Δp (МПа) в контуре		
			гидромашин без труб	гидромашин с трубами	ОГП
63	1,8	65	0,04	0,05	0,09
105	3,0	65	0,10	0,12	0,22
147	4,2	65	0,19	0,23	0,42
158	4,5	65	0,23	0,28	0,51
176	5,1	65	0,28	—	—

Представленные коэффициенты потерь позволяют определить КПД гидромашин и гидропередачи η :

$$\eta_1 = \frac{1 - \frac{c_{y1}}{\mu e_1} \frac{p}{\omega_1}}{1 + \frac{1}{e_1} y_1}; \quad \eta_2 = \frac{1 - \frac{1}{e_2} y_2}{1 + \frac{c_{y2}}{\mu e_2} \frac{p}{\omega_2}}; \quad \eta = \eta_1 \eta_2,$$

где

$$y = c_{\Gamma} \frac{e^3}{p} \omega^2 + \frac{\mu c_{\text{в}}}{p} \omega + c.$$

Зависимости КПД гидротрансмиссии от скорости трактора, полученные расчетным и экспериментальным путем, представлены на рис. 2, из которого видно хорошее совпадение результатов во всем диапазоне скоростей движения. Это свидетельствует о том, что предлагаемый метод расчета позволяет оценивать влияние конструктивных параметров гидромашин на КПД всей гидротрансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод/В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, Л.А. Кондаков и др. — М., 1969. — 495 с. 2. Губицкий А.А., Лебедев М.С., Стаскевич В.М. Определение параметров привода блока цилиндров гидромашин трансмиссии трактора. — Минск, 1980. — 14 с. Рукопись деп. в БелНИИНТИ 20.05.80, № 156-80. 3. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. — М., 1982. — 216 с. 4. Лебедев М.С. Моделирование колебаний блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин на установившихся режимах работы. — Минск, 1983. — 12 с. — Рукопись деп. в БелНИИНТИ 9.08.83, № 770-83.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОТРАЖАТЕЛЯ ВОЛНЫ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫПУСКА НА МОЩНОСТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВУХТАКТНЫХ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Конфузоры, перфорированные шайбы и другие отражатели, применяемые в современных мотоциклетных глушителях шума при выпуске отработавших газов из ДВС, не позволяют использовать эффект отраженной волны с полной отдачей. Одновременно затрудняются расчет и настройка выпускных систем, так как акустический импеданс таких отражателей невысок, а другие элементы глушителя оказывают влияние на отражение волн.

Как показали исследования [1], высоким акустическим сопротивлением при низком аэродинамическом сопротивлении обладает отражатель, выполненный в виде двух направляющих аппаратов с лопастями (рис. 1, *a*), которые в плане перекрывают друг друга. Такие отражатели были установлены в серийных глушителях мотоциклов ММВЗ, что позволило несколько улучшить характер протекания кривой эффективной мощности. Хотя рассмотренные отражатели и обладают рядом преимуществ перед существующими, их акустический расчет несколько затруднен, поскольку невозможно точно опре-

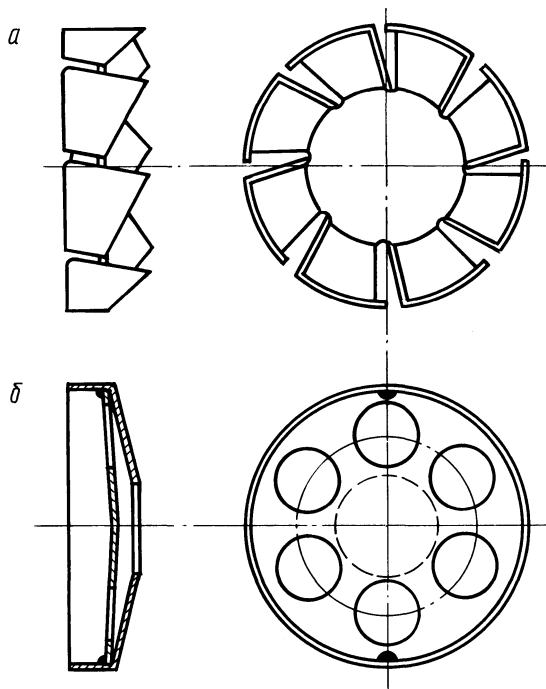


Рис. 1. Отражатели волны глушителя выпуска, выполненные в виде направляющего аппарата с лопастями (*a*), двойного перфорированного конуса (*b*)

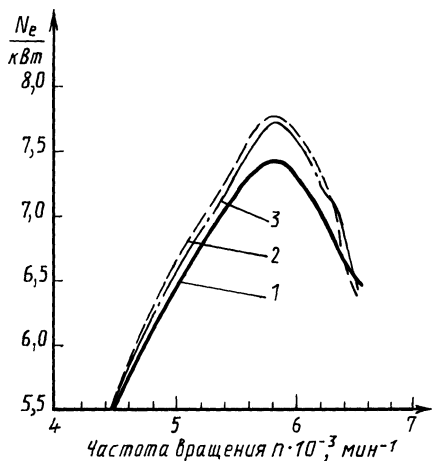


Рис. 2. Кривые эффективной мощности двигателя ММВЗ класса 125 см³: 1 — с серийным отражателем (два направляющих аппарата с лопастями); 2, 3 — с опытными отражателями (двойной конус с различной перфорацией)

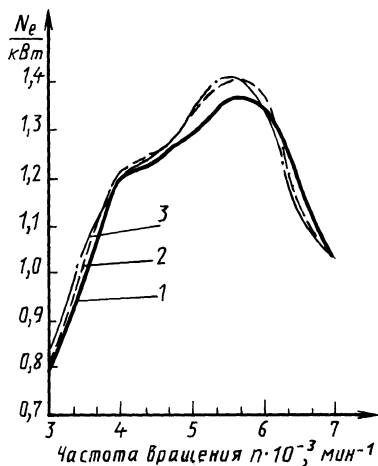


Рис. 3. Кривые эффективной мощности двигателя фирмы "TOMOS" класса 50 см³: 1 — с серийным отражателем (конфюзор); 2, 3 — с опытными отражателями (двойной конус с различной перфорацией)

делить границу отражения волны. Этим недостатков лишен отражатель волн, выполненный в виде двойного перфорированного конуса (рис. 1, б). Граница отражения его представляет собой в плане сплошную жесткую стенку, акустический импеданс которой $Z \approx \infty$ (скачок фазы при отражении волны с некоторым приближением можно принять $\sigma = 0$). Это позволяет получить большой коэффициент отражения волны по амплитуде, а следовательно, максимально увеличить степень наполнения цилиндра двигателя за счет обратной волны, что в свою очередь приводит к повышению его мощности. В то же время аэродинамическое сопротивление рассмотренного отражателя небольшое.

Расчеты показывают, что основная частота газодинамических процессов, происходящих в выпускных системах современных двухтактных двигателей внутреннего сгорания, находится в звуковом диапазоне, однако амплитуда пульсаций давления в десятки раз превышает верхний порог звуковых давлений [2]. Поэтому рассматриваемый газодинамический процесс имеет гиперзвуковую природу. Гиперзвук, как известно, не подчиняется законам линейной акустики.

Рассмотренная выше конструкция отражателя была испытана на двигателях класса 125 см³ и 50 см³ производства Минского мотовелозавода и Югославской мотоциклетной фирмы "TOMOS". Настройка выпускаемых систем на необходимый скоростной режим, определение места расположения отражателя волны производились по следующей зависимости [3]:

$$L_{\text{вып}} = \frac{(c^2 - v^2) [\psi_{\text{вып}} (1 - \sigma) - \alpha_0]}{12 \pi n}, \quad (1)$$

где $L_{\text{вып}}$ — длина выпускного тракта от поршня до отражателя; c — скорость звука; $v_{\text{п}}$ — скорость потока; σ — скачок фазы при отражении; $\psi_{\text{вып}}$ — фаза выпуска; α_0 — угол поворота коленчатого вала двигателя за период времени от начала открытия выпускного окна до момента достижения максимального давления отработавших газов; n — частота вращения коленчатого вала двигателя.

Из приведенных на рис. 2, 3 характеристик видно, что протекание кривых эффективной мощности двигателей несколько улучшилось, а максимальная их мощность увеличилась на 3...4 %. Расчетная длина выпускного тракта $L_{\text{вып}}$, полученная по формуле (1), не требует дополнительной экспериментальной корректировки и обеспечивает настройку выпускной системы в обоих случаях на необходимый скоростной режим работы. Кроме того, рассмотренный отражатель волны способствует уменьшению уровней звукового давления высокочастотных составляющих спектра шума процесса выпуска до 5...6 дБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. К р у г л и к В.М., Р а з у м о в с к и й М.А. Выбор параметров и экспериментальные исследования глушителей шума процесса выпуска легких мотоциклов. — Мотовело-промышленность: Экспресс-инф., М., 1982, № 6, с. 5–9.
2. Р а з у м о в с к и й М.А. Прогнозирование шумовых характеристик поршневых двигателей. — Минск, 1981. — 38 с.
3. К р у г л и к В.М. К вопросу акустической настройки выпускной системы двухтактных мотоциклетных двигателей. — Минск, 1981. 6 с. Рукопись деп. в БелНИИТИ 29.04.81, № 278–81.

УДК 629.114.4

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн.наук,
С.Б. ТРИБУХОВСКИЙ (БПИ)

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Насосно-аккумуляторный гидравлический тормозной привод автомобилей и автопоездов семейства БелАЗ имеет ряд особенностей, определяющих во многом условия работы и протекающие в нем процессы. К ним относятся значительная протяженность магистралей (до 20 м), высокие средние скорости течения жидкости (10...15 м/с), широкий диапазон рабочих давлений (0...12 МПа в колесных тормозных цилиндрах), нелинейные характеристики внешних нагрузок, наличие трения, зон нечувствительности, зазоров и т.д.

Теоретические исследования тормозного гидропривода, упрощенная динамическая схема которого представлена на рис. 1, с учетом отмеченных особенностей могут быть проведены на математических моделях, описывающих неустановившееся движение жидкости, в виде систем с распределенными параметрами. Учитывая, что длина трубопроводов во много раз больше их диаметра, представляется возможным ограничиться рассмотрением движения одномерного потока жидкости, описываемого уравнениями в частных производных вида [1,2]:

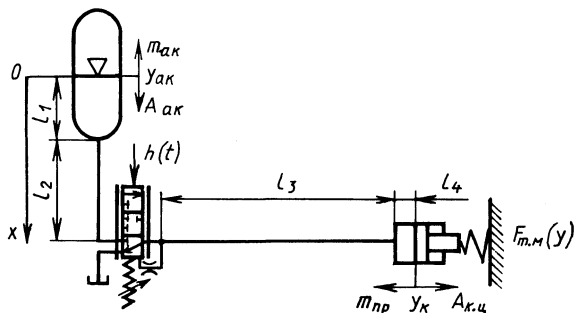


Рис. 1. Расчетная динамическая схема гидроцепи управления тормозными механизмами

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + 2 \xi v \right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -E_c \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (2)$$

где p и v — давление и скорость жидкости; t — время; x — координата, отсчитываемая вдоль оси магистрали; ρ и E_c — соответственно плотность и адиабатический модуль объемной упругости жидкости; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления магистрали.

Начальные условия (при $t = 0$), граничные условия (при $t > 0$), соотношения скоростей и давлений на границах участков гидроцепи, закон перемещения $h(t)$ впускного клапана секции тормозного крана, изменение расхода жидкости через тормозной кран, силовая характеристика тормозного механизма записываются следующим образом:

$$p_i = \begin{cases} p_{\max} & \text{при } 0 \leq x \leq \sum_{k=1}^2 l_k; \end{cases} \quad (3)$$

$$p_a \quad \text{при } \sum_{k=1}^2 l_k \leq x \leq \sum_{k=1}^4 l_k; \quad (4)$$

$$v_i = 0 \quad \text{при } 0 \leq x \leq \sum_{k=1}^4 l_k;$$

$$\dot{v}_{\text{ак}} = ((p_i - p_{\Gamma}) A_{\text{ак}} - k_{\text{в1}} v_{\text{ак}} - F_1 \text{sign } v_{\text{ак}}) / m_{\text{ак}}, \quad i = 1; \quad (5)$$

$$\dot{v}_{\text{к.ц}} = (p_i A_{\text{к.ц}} - k_{\text{в2}} v_{\text{к.ц}} - F_2 \text{sign } v_{\text{к.ц}} - F_{\text{т.м}}(v)) / m_{\text{пр}},$$

$$i = \frac{\sum_{k=1}^4 l_k}{\Delta x}; \quad (6)$$

$$v_{i+1} = \begin{cases} v_{\text{ак}} & \text{при } x = 0; \\ \frac{A_{\text{ак}}}{A_{\text{тр}}} v_i & \text{при } x = l_1; \\ v_i & \text{при } x = \sum_{k=1}^2 l_k; \\ \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{к.ц}}} v_i & \text{при } x = \sum_{k=1}^3 l_k; \\ v_{\text{к.ц}} & \text{при } x = \sum_{k=1}^4 l_k; \end{cases} \quad (7)$$

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_n \text{ при } \begin{cases} x = l_1, n = 1; \\ x = \sum_{k=1}^2 l_k, n = 2; \\ x = \sum_{k=1}^4 l_k, n = 3; \end{cases} \quad (8)$$

$$h(t) = \begin{cases} h_{\text{max}} (t - t_0) / t_{\text{max}} & \text{при } 0 \leq t \leq t_0; \\ h_{\text{max}} & \text{при } t_0 < t < t_{\text{max}} + t_0; \\ h_{\text{max}} & \text{при } t \geq t_{\text{max}} + t_0; \end{cases} \quad (9)$$

$$f_{\text{кл}} = (d_{\text{ш}} + h(t) \sin \alpha) \cdot 0,5 \pi h(t) \sin(2\alpha); \quad (10)$$

$$Q_{\text{т.к}} = \sqrt{2 |p_i - p_{i+1}| / \rho}; \quad (11)$$

$$E_{\text{ci}} = \frac{a \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + (1-a) \sqrt{\frac{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_0}{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_i}}}{\frac{a}{np_i} \left(\frac{p_0}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} + \frac{1-a}{E_{\text{a0}} + A_{\text{a}} p_i}}; \quad (12)$$

$$p_{\text{Гi}} = p_3 \left(\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{max}} - y_{\text{ак}} A_{\text{ак}}} \right)^n; \quad (13)$$

$$F_{\text{Т.М}}(y) = \begin{cases} c_1 (\delta_{\text{к0}} + y_{\text{к}}) & \text{при } 0 < y_{\text{к}} \leq \delta_{\text{к}}; \\ c_1 (\delta_{\text{к0}} + y_{\text{к}}) + c_2 (y_{\text{к}} - \delta_{\text{к}}) & \text{при } y_{\text{к}} > \delta_{\text{к}}, \end{cases} \quad (14)$$

где p_{max} — максимальное давление в пневмогидроаккумуляторе (ПГА); p_{a} — атмосферное давление; l_{k} — длина k -го участка магистрали; $A_{\text{ак}}, A_{\text{к.ц}}, A_{\text{тр}}$ — площадь соответственно поршня ПГА, колесного цилиндра и проходного сечения трубопровода; Δp_n — потери давления в местных сопротивлениях на n -м участке гидроцепи; $k_{\text{в1}}, k_{\text{в2}}$ — коэффициенты вязкого трения поршней ПГА и колесных тормозных цилиндров; $p_{\text{г}}$ — давление в газовой полости ПГА; F_1, F_2 — силы сухого трения поршней ПГА и колесных тормозных цилиндров; $m_{\text{ак}}, m_{\text{пр}}$ — соответственно масса поршня и приведенная к поршню колесного цилиндра масса подвижных элементов; $F_{\text{Т.М}}(y)$ — силовая характеристика колесного тормозного механизма; t_0 — момент времени, в который начинается перемещение впускного клапана; $t_{\text{max}}, h_{\text{max}}$ — соответственно максимальное время перемещения и перемещение впускного клапана; $d_{\text{ш}}$ — диаметр сферы впускного клапана; 2α — угол посадочного конуса впускного клапана; p_i, p_{i+1} — давление соответственно на входе и выходе тормозного крана; a — относительный объем газовой фазы; p_0 и p_i — соответственно начальное и текущее давление газожидкостной смеси; $E_{\text{а0}}, A_{\text{a}}$ — параметры, зависящие от типа жидкости и ее температуры; n — показатель политропы; p_3 — начальное давление газа в ПГА; V_{max} — максимальный объем ПГА; $y_{\text{ак}}$ — текущее значение перемещения поршня ПГА; c_1 и c_2 — приведенная к поршню колесного цилиндра жесткость соответственно стяжных пружин и тормозного механизма; $\delta_{\text{к0}}$ — предварительная деформация стяжных пружин; $\delta_{\text{к}}$ — приведенный к оси тормозного цилиндра суммарный зазор между барабаном и колодками; $y_{\text{к}}$ — текущее перемещение поршня колесного тормозного цилиндра.

Система нелинейных уравнений (11)...(14) в частных производных не имеет аналитического решения даже при однородных краевых условиях. Численными методами можно получить искомые значения величин в некоторых точках области (t, x) (рис. 2), ограниченной граничными сечениями рассматриваемой гидроцепи ($x = 0, x = \sum_{k=1}^n l_k$). Вместо непрерывной среды, состоянием которой описывается функциями непрерывного аргумента, вводится ее разностный аналог и рассматриваются функции дискретных аргументов $f_i^j = f_i^j(i \Delta x, j \Delta t)$, определяемые в узлах сетки $(i \Delta x, j \Delta t)$ и называемые сеточными функциями ($\Delta x, \Delta t$ — малые положительные приращения переменных x и t).

В работах [3, 4] показано, насколько важны выбор шага сетки и построение сеточной области, определяющих точность решения задачи. Кроме того, погрешности, вносимые в процессе решения разностных уравнений, не должны приводить к большому искажению результата, т.е. разностные схемы должны

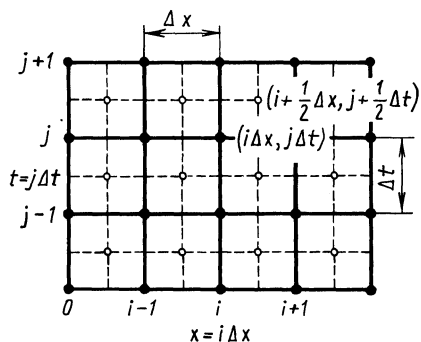


Рис. 2. К определению расчетных величин методом сеток

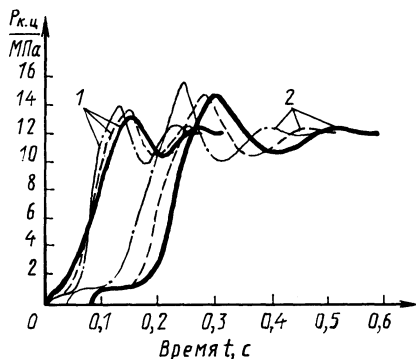


Рис. 3. Динамические характеристики гидроцилиндра управления тормозными механизмами:
1 — при длине трубопровода 5 м; 2 — 20 м;
— эксперимент; - - - по модели с распределенными параметрами; — · — по модели с сосредоточенными параметрами

быть устойчивыми. В зависимости от вида формулы для аппроксимации первой производной разностные схемы могут быть явные и неявные. Явная схема устойчива при условии $\Delta t / \Delta x^2 \leq 0,5$. Неявная схема всегда устойчива.

Для решения уравнений (1)...(14) приемлемо использовать явную схему с пересчетом типа предиктор—корректор [1,3]:

$$\frac{f_{i+0,5}^{j+0,5} - 0,5 (f_{i+1}^j + f_i^j)}{0,5 \Delta t} + \frac{f_{i+1}^j - f_i^j}{\Delta x} = 0; \quad (15)$$

$$\frac{f_i^{j+1} - f_i^j}{\Delta t} + \frac{f_{i+0,5}^{j+0,5} - f_{i-0,5}^{j+0,5}}{\Delta x} = 0. \quad (16)$$

На j -м временном слое производится определение значений функций для $j + 0,5$ -го временного слоя по уравнению (15). Затем используется уравнение (16) и определяются значения функций для $j + 1$ -го временного слоя.

На основании математической модели с распределенными параметрами и предложенной в работе [2] модели с сосредоточенными параметрами были разработаны программы расчета на ЭВМ динамических характеристик гидроцилиндра управления колесными тормозными механизмами.

Анализ результатов расчета и сравнение их с экспериментальными данными (рис. 3) показывают, что модель с сосредоточенными параметрами дает общую качественную картину низкочастотных колебаний в тормозном приводе. Время срабатывания привода при $l_{\text{тр}} = 5$ м, $A_{\text{тр}} = 0,13 \cdot 10^{-3}$ м² на 13,3 % меньше, а перерегулирование давления в колесных тормозных цилиндрах на 7,7 % больше соответствующих значений, полученных экспериментально. Для привода с параметрами магистрали $l_{\text{тр}} = 20$ м, $A_{\text{тр}} = 0,13 \cdot 10^{-3}$ м² время срабатывания на 23 % меньше, а перерегулирование давления на 12 % больше соответствующих экспериментальных значений.

Время срабатывания привода, полученное по модели с распределенными параметрами, отличается от экспериментальных значений на 6,7 % при $l_{\text{тр}} = 5 \text{ м}$ ($A_{\text{тр}} = 0,137 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$) и на 10 % при $l_{\text{тр}} = 20 \text{ м}$, перегулирование давления в колесных тормозных цилиндрах – соответственно на 3,8 % при $l_{\text{тр}} = 5 \text{ м}$ и на 3,4 % при $l_{\text{тр}} = 20 \text{ м}$. Кроме того, исследование привода по этой модели позволяет дать количественную оценку как низкочастотных, так и высокочастотных колебаний жидкости в гидроприводе.

Таким образом, предлагаемая методика динамического расчета гидравлического тормозного привода на основе математической модели с распределенными параметрами дает хорошую сходимость с результатами экспериментальных исследований и может применяться при исследовании гидравлических тормозных приводов с длиной магистрали свыше 10 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок. – М., 1982. – 128 с. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980. – 231 с. 3. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные схемы газовой динамики. – М., 1975. – 352 с. 4. Инженерные расчеты на ЭВМ/Под ред. В.А. Троицкого. – Л., 1979. – 288 с.

УДК 629.113-585-52

О.С. РУКТЕШЕЛЬ, канд. техн. наук (БПИ)

АВТОМАТИЗАЦИЯ СИНТЕЗА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Понятие структуры системы автоматического переключения передач (САПП) предполагает частичную упорядоченность ее элементов относительно друг друга как в смысле их размещения по физическим узлам и уровням, так и в смысле решаемых ими функциональных задач процесса управления, т.е. речь может идти как о композиционной, так и о функциональной структуре САПП [1].

Ниже формулируется частная задача синтеза функциональной структуры САПП, решение которой позволяет оценить правильность принимаемых на интуитивном уровне решений об общей структуре САПП, наметить перспективные пути решения общей задачи и выделить область наиболее целесообразных вариантов построения всей САПП.

Функциональная структура САПП определяется ее информационными параметрами [2]. Реализация информационного сигнала в общем случае осуществляется в цепи: чувствительный элемент – датчик – промежуточный преобразователь – канал связи – измеритель – функциональный преобразователь – устройство обработки сигнала – функциональный преобразователь – канал связи – исполнительный блок. Если для увеличения надежности САПП применяются двухканальные (дуплексные) системы, в которых содержатся два идентичных канала и предусматривается сравнение их выходов, или триплекс-

ные системы с перекрестно-канальным сравнением сигналов и отключением неисправного канала, то структура САПП еще более усложняется.

Задача синтеза функциональной структуры САПП может быть формализована следующим образом.

Пусть имеется некоторое допустимое множество информационных параметров $\bar{U} = \{u_j | j \in \bar{J}\}$ и допустимое множество вариантов их организации (структур) $\bar{s} = \{s_i | i \in \bar{I}\}$. Тогда $\bar{D} = (\bar{d}_{ij})$ – матрица, отражающая допустимую взаимосвязь структур и обрабатываемых информационных параметров, представляется в виде: $\bar{d}_{ij} = 1$, если информационный параметр u_j связан со структурой s_i , и $\bar{d}_{ij} = 0$ – в противном случае. Для выбора оптимальной структуры следует ввести определенные требования к совокупности информационных параметров, т.е. фиксировать некоторое подмножество $U = \{u_j | j \in J \subset \bar{J}\}$ множества \bar{U} и сделать предположения о некотором предпочтении структуры s_i перед s_{i+1} .

Вид вектора информационных параметров, их количество и взаимосвязь определяют как эффективность использования автомобиля, так и стоимость и степень сложности построения САПП. Поэтому выбор структуры САПП является не только технической, но и экономической задачей.

Оптимальной будем считать такую структуру САПП, при которой она обеспечивает в типичных условиях эксплуатации автомобиля минимум народнохозяйственных затрат на осуществление в заданный срок необходимого объема перевозок или эквивалентную им минимальную удельную себестоимость использования автомобиля $C_{уд}$ [3]:

$$C_{уд} = \varphi(S) \rightarrow \min \forall S \in \bar{S}.$$

Целевую функцию $\varphi(S)$ следует минимизировать, варьируя вектор управляемых параметров (вектор вариантов структур) $S = (s_1, \dots, s_k)^T$ в пределах допустимого множества структур \bar{S} .

Решением задачи структурной оптимизации является структура s_i^* , где $i = 1, k$, доставляющая минимум критерию эффективности $C_{уд} = \varphi(S)$:

$$\varphi(s_i^*) = \min \varphi(s) \forall S \in \bar{S}. \quad (2)$$

Вектор допустимого множества вариантов структур \bar{S} формируется из элементов допустимого множества информационных параметров

$$\bar{U} = (v_a, \alpha_d, M_d, \omega_d, h_p, \dot{v}_a, \dot{\alpha}_d, \dot{\omega}_d, n_p, H_b, \dot{C}_c, \beta_T, \text{sign } \dot{v}_a, t_d, \text{sign } \alpha_d, \text{sign } \Delta G_T, \theta_K)^T,$$

где v_a, \dot{v}_a – соответственно скорость и ускорение автомобиля; $\alpha_d, \dot{\alpha}_d$ – перемещение и скорость перемещения педали управления двигателем; $M_d, \omega_d, \dot{\omega}_d$ и t_d – крутящий момент, угловая скорость, ускорение и температура двигателя; h_p – положение рейки топливного насоса; n_p и H_b – номер передачи и нейтраль в коробке передач; C_c – выключенное состояние сцепления; β_T – нажатие на педаль ножного тормоза; ΔG_T – разность часовых расходов топлива на смежных передачах; θ_K – угол поворота управляемого колеса.

Для простоты и удобства автоматического формирования структур САПП вводим булевы переменные – ключи K_j , где $j = \overline{1,7}$; при этом $K_j = 1 \vee 0$.

Если $K_1 = 1$, структура САПП предусматривает возможность выбора момента переключения передач по равенству линейных ускорений на смежных передачах; при этом анализируются параметры \dot{v}_a , ω_d и α_d .

При $K_2 = 1$ выбор момента переключения осуществляется по достижении автомобилем заданной пороговой скорости без учета загрузки двигателя. В этом случае предусматривается обработка параметров v_a и ω_d .

Если $K_3 = 1$, САПП вырабатывает сигнал на переключение передач исходя из скорости автомобиля с учетом загрузки двигателя. Для этого обрабатываются такие параметры, как v_a , ω_d и α_d .

Если K_4 , K_5 или K_6 равен единице, то для корректировки закона переключения передач (ЗПП) структура САПП предусматривает соответственно обработку таких информационных параметров, как \dot{v}_a , $\text{sign } \dot{v}_a$ или $\text{sign } \Delta G_T$. При $K_7 = 1$ анализируется параметр H_B (движение автомобиля накатом).

Если $K_j = 0$ (ключ закрыт), соответствующие совокупности информационных параметров данной САПП не обрабатываются.

Совокупность элементов булева вектора $K = (K_1, \dots, K_n)^T$ позволяет задать необходимый закон функционирования САПП и тем самым определить набор информационных параметров, а следовательно, и вариант функциональной структуры проектируемой САПП. Последнюю можно представить в виде булевой функции $s_i = f_i(K)$, $i = \overline{1, k}$, а комплекс структур S – в виде булевой матрицы (табл. 1).

Табл. 1. Отображение множества функциональных структур САПП на множество законов переключения передач

s_i	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	ЗПП и их модификации
1	2	3	4	5	6	7	8	9
s_1	1	0	0	0	0	0	0	По равенству линейных ускорений автомобиля
s_2	1	0	0	0	0	0	1	
s_3	1	0	0	0	0	1	0	
s_4	1	0	0	0	0	1	1	
s_5	0	1	0	0	0	0	0	По скорости автомобиля
s_6	0	1	0	0	0	0	1	
s_7	0	1	0	0	0	1	0	
s_8	0	1	0	0	0	1	1	
s_9	0	1	0	0	1	0	0	
s_{10}	0	1	0	0	1	0	1	
s_{11}	0	1	0	0	1	1	0	
s_{12}	0	1	0	0	1	1	1	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
s_{13}	0	1	0	1	0	0	0	
s_{14}	0	1	0	1	0	0	1	
s_{15}	0	1	0	1	0	1	0	
s_{16}		1	0	1	0	1	1	
s_{17}	0	1	0	1	1	0	0	
s_{18}	0	1	0	1	1	0	1	
s_{19}	0	1	0	1	1	1	0	
s_{20}	0	1	0	1	1	1	1	
s_{21}	0	0	1	0	0	0	0	По скорости автомобиля и загрузке двигателя
s_{22}	0	0	1	0	0	0	1	
s_{23}	0	0	1	0	0	1	0	
s_{24}	0	0	1	0	0	1	1	
s_{25}	0	0	1	0	1	0	0	
s_{26}	0	0	1	0	1	0	1	
s_{27}	0	0	1	0	1	1	0	
s_{28}	0	0	1	0	1	1	1	
s_{29}	0	0	1	1	0	0	0	
s_{30}	0	0	1	1	0	0	1	
s_{31}	0	0	1	1	0	1	0	
s_{32}	0	0	1	1	0	1	1	
s_{33}	0	0	1	1	1	0	0	
s_{34}	0	0	1	1	1	0	1	
s_{35}	0	0	1	1	1	1	0	
s_{36}	0	0	1	1	1	1	1	

Для автоматизированного определения оптимальной структуры САПП разработан комплекс алгоритмов, который включает в себя в качестве подкомплекса алгоритмы имитационного моделирования процесса движения автомобиля, а также алгоритмы формирования структур и поиска оптимальной структуры САПП (рис. 1). Логика алгоритма формирования структур САПП сводится к построению комбинационного автомата [4], задачей которого является присваивание элементам булева вектора K значений в соответствии с заданной булевой матрицей (см. табл. 1). Комплекс алгоритмов синтеза структуры САПП реализован в виде пакета прикладных программ.

Синтез структуры САПП ведется в интерактивном (диалоговом) режиме. При этом проектировщик в зависимости от вида трансмиссии и назначения автомобиля производит коммутацию соответствующих компонентов из комплекса программ имитационного моделирования процесса движения автомобиля, а также из числа типизированных маршрутов и внешних воздействий.

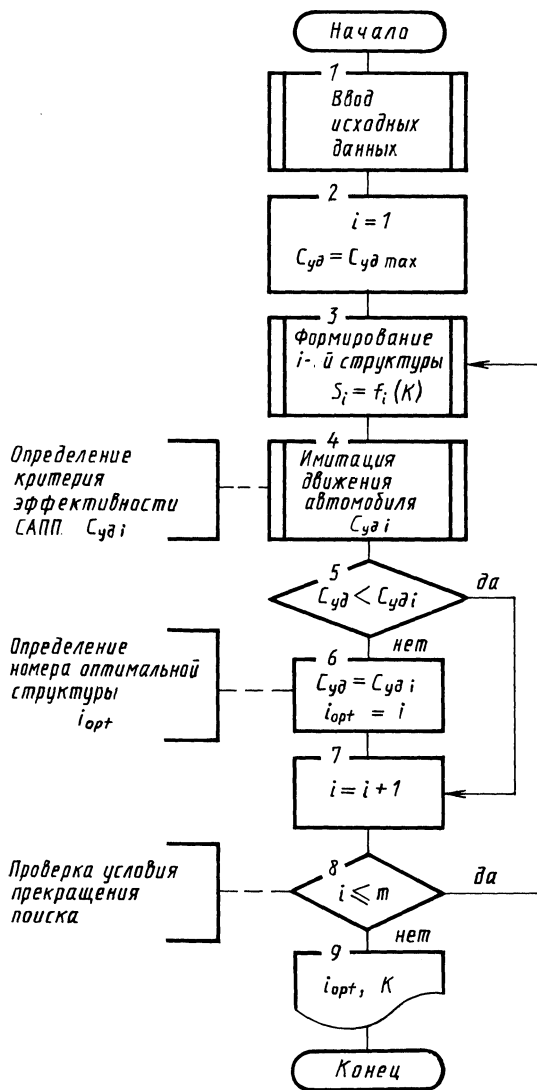


Рис. 1. Схема общего алгоритма синтеза функциональной структуры САПП

ЛИТЕРАТУРА

1. Руктешель О.С. Задачи и организация оптимального проектирования систем автоматического переключения передач. — Минск, 1983—27 с. Рукопись деп. в БелНИИТИ 12. 08.83, № 789 Бе-Д83.
2. Руктешель О.С., Эль Камиль Хам и д. Информационные параметры системы автоматического управления силовым агрегатом автомобиля. — В кн.: Автотракторостроение. — Минск, 1985, вып. 20, с. 25—29.
3. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. — М., 1982. — 224 с.
4. Закревский А.Д. Алгоритмы синтеза дискретных автоматов. — М., 1971. — 512 с.

УДК 629.113

Л.Е. ТАУБЕС (БПИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ И РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

При проектировании новых и совершенствовании конструкций находящихся в эксплуатации автомобилей необходимо оценивать расчетными методами их технико-экономические показатели. Для этой цели на кафедре "Автомобили" Белорусского политехнического института был разработан комплекс программ по моделированию на ЭВМ режимов движения автомобиля в разных дорожных условиях, оценке показателей нагруженности и надежности трансмиссии автомобиля с учетом влияния макро- и микропрофиля дороги, неравномерности работы двигателя, динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при трогании автомобиля с места и переключении передач [1,2]. Он дополнен программой расчета режимов движения и технико-экономических параметров автомобиля с гидромеханической трансмиссией.

Исходными данными для расчета являются параметры автомобиля, двигателя, согласующего редуктора, гидротрансформатора, коробки передач, раздаточной коробки, ведущих мостов и дороги. Дорожные условия описываются ступенчатой функцией коэффициентов сопротивления, уклонов, допустимой скорости движения от координаты пути.

Движение автомобиля начинается с трогания на низшей передаче. Дальнейший режим определяется дорожными условиями. Автомобиль может двигаться в режиме, соответствующем внешней или частичной характеристике двигателя, при работающем или заблокированном гидротрансформаторе. В результате работы программы определяются: характеристика совместной работы гидротрансформатора с двигателем; график "путь—время" при заданном шаге изменения пути; мгновенные время, путь и скорость при переключении передачи и блокировке трансформатора; общая продолжительность движения по маршруту; пройденный путь; средняя скорость на маршруте; расход и средний расход топлива на маршруте на 100 км пути.

Параметры режима движения на маршруте систематизируются и сводятся в статистические таблицы, которые затем используются для оценки уровня нагруженности деталей трансмиссии. Определяются следующие статистические параметры: доля пути и времени движения на каждой передаче; число пере-

ключений передач и блокировок-разблокировок гидротрансформатора на каждой передаче; двумерное распределение по пути скорости движения и крутящего момента на карданном валу для каждой передачи (отдельно при движении с заблокированным и работающим гидротрансформатором), одномерное распределение крутящего момента на карданном валу – суммарное для всех передач.

Автомобиль рассматривается как материальная точка, движение которой описывается дифференциальным уравнением

$$m_a \frac{dv}{dt} = P_k - P_\Sigma - P_T, \tag{1}$$

где m_a – масса автомобиля (с учетом масс вращающихся деталей двигателя и трансмиссии); v – скорость автомобиля; t – время; P_k – окружная сила тяги на колесах от действия момента, передаваемого трансмиссией; P_T – окружная сила от действия колесных тормозов; P_Σ – суммарная сила сопротивления движению.

Ввиду того, что в результате расчета необходимо получить распределение нагрузки по пути, а не по времени, целесообразно в качестве независимой переменной выбрать путь s . Разделим правую и левую части уравнения (1) на v :

$$m_a \frac{dv}{ds} = (P_k - P_\Sigma - P_T)/v. \tag{2}$$

Время движения автомобиля можно получить из уравнения

$$\frac{dt}{ds} = 1/v, \tag{3}$$

а расход топлива с начала движения Q – из уравнения

$$\frac{dQ}{ds} = G_c/v, \tag{4}$$

где G_c – расход топлива в двигателе, кг/с.

Сила тяги на колесах положительна при движении в тяговом режиме и отрицательна – в тормозном режиме. В тяговом режиме окружная сила на колесах

$$P_k = M_T u \eta_M / r_k,$$

где M_T – момент на турбинном колесе гидротрансформатора; u – передаточное число трансмиссии; η – КПД трансмиссии от турбинного колеса до ведущих колес; r_k – радиус качения ведущих колес.

В тормозном режиме окружная сила на колесах зависит от тормозного момента двигателя, передаваемого на вал турбинного колеса через заблокированный или работающий в обгонном режиме гидротрансформатор:

$$P_k = M_T u / (r_k \eta_M).$$

Движение может осуществляться в одном из пяти возможных режимов: 1) движение на внешней характеристике двигателя; 2) движение на частичной характеристике; 3) торможение двигателем; 4) торможение двигателем и тормозом; 5) движение на нейтральной передаче с разрывом потока мощности.

Выбор режима определяется водителем. На каждом из режимов возможно движение как с работающим, так и с заблокированным гидротрансформатором. Частота вращения турбинного колеса (мин^{-1}) зависит от скорости движения автомобиля и передаточного числа механической части трансмиссии: $n_T = 9,55 \nu u / r_K$.

Момент на турбинном колесе на первом, третьем и четвертом режимах определяется как функция частоты вращения турбинного колеса. На втором режиме, когда по условиям движения скорость должна быть постоянной, момент на турбинном колесе определяется из условия равенства силы тяги на колесах суммарной силе сопротивления движению. При положительной силе тяги

$$M_T = P_K r_K / (u \eta_M).$$

При отрицательной силе тяги возможны два случая: а) для поддержания постоянной скорости при движении на спуске достаточно торможения двигателем; б) двигатель не может развить достаточный тормозной момент — дополнительно осуществляется торможение тормозом.

В обоих случаях для вычисления M_T используется функциональная зависимость момента от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Аналогично определяется момент в трансмиссии на третьем и четвертом режимах — при движении автомобиля с замедлением. Суммарная сила сопротивления движению

$$P_\Sigma = P_f + P_a + P_w; P_f = m_a g f; P_a = m_a g a; P_w = K F v^2,$$

где f — коэффициент сопротивления качению колеса; a — коэффициент сопротивления подъему; K — коэффициент обтекаемости; F — площадь лобовой поверхности автомобиля.

Перед началом моделирования выполняется расчет согласования гидротрансформатора с двигателем по внешней характеристике двигателя. Поскольку при расчете режима движения используются и частичные характеристики двигателя, нужен способ определения режима работы гидротрансформатора по моменту турбины и частоте ее вращения. Для этого используется новая характеристика гидротрансформатора — коэффициент загрузки $L(i_\Gamma)$.

Поскольку момент на турбинном колесе

$$M_T = k_\Gamma \lambda \rho g D^5 n_H^2,$$

то $n_H^2 / M_T = i_\Gamma^2 / (k_\Gamma \lambda \rho g D^5) = L(i_\Gamma)$.

Здесь n_H и n_T — частота вращения соответственно насосного и турбинного колес гидротрансформатора; i_Γ — передаточное отношение гидротрансформатора; k_Γ — коэффициент трансформации; λ — коэффициент момента насосного колеса; ρ — плотность рабочей жидкости; D — активный диаметр гидротрансформатора.

Функция L монотонно возрастает от нуля при $i_\Gamma = 0$ до бесконечности при $\lambda = 0$. Построив функцию L для всех передаточных отношений, можно интерполяцией определять i_Γ , k_Γ , λ для заданных значений момента турбины и частоты вращения турбины, а затем найти режим работы двигателя, соответствующий заданной загрузке гидротрансформатора.

Приведенная масса автомобиля

$$m_a = \left[(I_H k_{\Gamma} \frac{dn_H}{dn_T} + I_T) \eta_M u^2 + I_K \right] / r_K + m,$$

где I_H — момент инерции насосного колеса и вращающихся деталей двигателя; I_T — момент инерции турбинного колеса и связанных с ним деталей коробки передач; η_M — КПД механической части трансмиссии; u — передаточное число трансмиссии; I_K — суммарный момент инерции колес автомобиля; m — масса поступательно движущегося автомобиля.

Предварительно на основании внешней и нагрузочных характеристик двигателя формируются табличные функции двух переменных: часового расхода топлива — от свободного момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала для режимов с заблокированным гидротрансформатором; часового расхода топлива — от момента и частоты вращения турбины для режимов с работающим гидротрансформатором.

При интегрировании уравнения движения на каждом шаге определяется допустимая скорость движения как меньшее из двух значений — допустимой скорости для данного участка маршрута и предельной допустимой скорости для данного автомобиля. Если текущая скорость меньше допустимой, устанавливается режим 1 — движение по внешней характеристике, если скорость равна допустимой (с заданной точностью), устанавливается режим 2 — равномерное движение до конца данного участка ограничения скорости. Если текущая скорость превышает допустимую, устанавливается тормозной режим. Допустимая скорость определяется с прогнозом вперед на расстояние S_T (расстояние видимости). При торможении движение автомобиля полагается равномерно замедленным. Если требуемая тормозная сила может быть получена за счет торможения двигателем, принимается режим 3, если тормозного момента двигателя недостаточно — режим 4.

Алгоритм переключения передач и блокировки трансформатора помещен в отдельный программный модуль. Для каждого конкретного типа автомобиля и трансмиссии допускается возможность уточнения алгоритма.

Разработанная программа позволяет получить на стадии проектирования данные, необходимые для расчета нагруженности деталей трансмиссии и топливной экономичности автомобилей (автопоездов) с гидромеханической трансмиссией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/Под ред. А.И. Гришкевича. — М., 1984. — 272 с.
2. Расчеты трансмиссий автомобилей в системе автоматизированного проектирования/А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Г. Луговцева и др. — В кн.: Повышение эффективности проектирования и испытаний автомобилей (в том числе и для сельского хозяйства): Тез. науч.-техн. конф. Горький, 1984, с. 6.

РАБОТА СИНХРОНИЗАТОРОВ В ТРАКТОРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

В изготовленной БПИ совместно с МТЗ синхронизированной коробке передач с электрогидравлическим управлением (ЭГУ) применены синхронизаторы серийного автомобиля ЗИЛ-130. Рабочей средой в ЭГУ являлось масло коробки передач, которое нагнеталось шестеренчатым насосом.

Испытания показали удовлетворительную работоспособность коробки передач с ЭГУ. Обеспечивалось командное управление не только основных передач внутри диапазонов, но и переключение диапазонов, а также выбор направления движения трактора МТЗ-80. Вместо манипулирования двумя рычагами оператор переключал кнопки на пульте управления. В результате уменьшалась усталость оператора.

Исходные данные для расчетов синхронизаторов при ручном и командном управлении коробкой передач различны. Темп включения синхронизаторов при ручном управлении не стабилен, так же как и закон изменения усилия включения синхронизаторов. При командном управлении коробкой передач с помощью ЭГУ эти параметры, как показали испытания, стабильны.

На рис. 1 показан характер процесса синхронизации при переключении передач "вверх"; запись получена осциллографированием на транспортном режиме.

Характер изменения ω_1 от точки *A* до начала процесса синхронизации зависит от вязкости масла в коробке передач, барботажных потерь мощности и потерь на трение в зацеплениях зубчатых колес, а также в подшипниках. Характер изменения ω_2 зависит, кроме вышеуказанных причин, и от дорожного сопротивления, которое является определяющим для изменения ω_2 . При перемещении *h* штока нелинейно изменяется усилие синхронизации P_c .

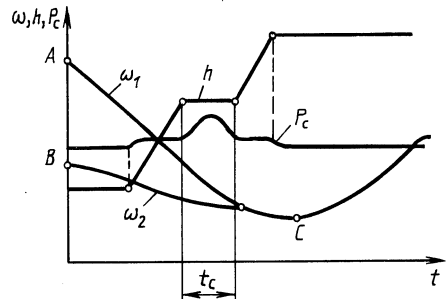
Момент трения синхронизатора

$$M_c = \frac{\mu P_c R_c}{\sin \gamma}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения между внутренней конической поверхностью синхронизирующего кольца и наружной конической поверхностью шестерни

Рис. 1. Процесс синхронизации при переключении передач "вверх":

ω_1 , ω_2 — угловая скорость соответственно первичной и вторичной синхронизирующей поверхности; *h* — перемещение штока; P_c — сила синхронизации; t_c — время синхронизации; *A* — точка выключения предыдущей передачи для первичной синхронизирующей поверхности; *B* — точка выключения предыдущей передачи для вторичной синхронизирующей поверхности; *C* — точка замыкания сцепления



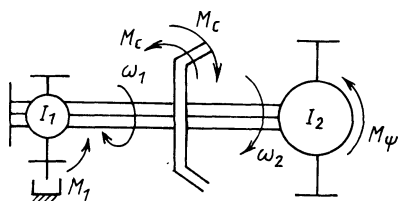


Рис. 2. Динамическая система синхронизируемых масс

включаемой передачи (первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей); P_c — усилие синхронизации; R_c — средний радиус поверхности трения; γ — угол конуса синхронизатора.

При применении ЭГУ изменение P_c может описываться функциональной зависимостью, где аргументом является время t . Если коэффициент трения μ постоянный, момент трения синхронизатора пропорционален P_c .

Зная закон изменения усилия синхронизации в течение всего времени синхронизации, можно прогнозировать работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов, от которой в основном зависит их долговечность [1].

На рис. 2 показана динамическая система синхронизируемых масс. На этом рисунке, помимо ранее приведенных, приняты обозначения: I_1 — момент инерции ведомого диска сцепления и масс коробки передач до первичной синхронизирующей поверхности включительно; M_1 — демпфирующий момент на валу сцепления; M_ψ — момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности; I_2 — приведенный момент инерции вращающихся деталей от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес включительно и поступательно движущихся масс МТА; M_c — момент трения синхронизатора.

Ввиду кратковременности переключения передач принимается, что момент M_1 при выключенном сцеплении и включенной предыдущей передаче постояен. Принимается постоянным и M_ψ , который зависит, в основном, от дорожных условий. Дорожные условия характеризуются суммарным коэффициентом сопротивления ψ .

Тогда от момента выключения предыдущей передачи до начала синхронизации движение системы описывается дифференциальными уравнениями вида:

$$I_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = -M_1; \quad (2)$$

$$I_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -M_\psi, \quad (3)$$

а во время синхронизации

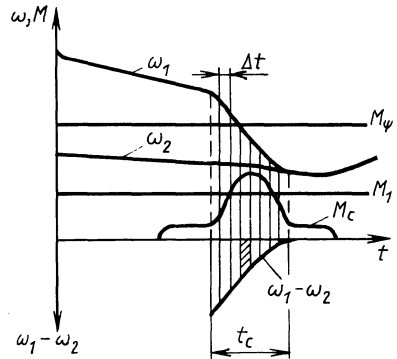
$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = -M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_1; \quad (4)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_\psi. \quad (5)$$

Формулы (2)...(5) отражают движение системы при переключениях передач как "вверх", так и "вниз".

Эти уравнения используются для анализа процесса синхронизации. Решая их графоаналитическим методом [2], можно: 1) зная закон изменения M_c ,

Рис. 3. Графоаналитическое определение работы буксования на поверхностях трения синхронизаторов: Δt – интервал квантования времени буксования; заштрихованная область – элементарная площадка буксования



определить работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов и угловую скорость первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей после синхронизации; 2) по M_c , ω_1 и ω_2 найти M_ψ ; 3) анализировать влияние M_ψ на параметры синхронизации.

На рис. 3 показана схема определения работы буксования синхронизаторов.

Угловые скорости ω_1 и ω_2 в точке выключения предыдущей передачи

$$\omega_1 = v u_n / r ; \quad (6)$$

$$\omega_2 = v u_{n \pm 1} / r . \quad (7)$$

В выражениях (6) и (7) v – скорость МТА, при которой выключалась предыдущая передача; u – передаточное число от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес трактора; n – номер выключаемой передачи; $n \pm 1$ – номер включаемой передачи; r – динамический радиус ведущих колес трактора.

Момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности,

$$M_\psi = G \psi r / u_{n \pm 1} , \quad (8)$$

где G – полный вес МТА.

Суммарный коэффициент сопротивления дороги [3] для асфальтированного ровного шоссе составляет 0,015, при наличии подъема $2^\circ \dots 2' 30''$ и $4^\circ \dots 4' 30''$ он соответственно равен 0,058 и 0,088; для проселочной ровной дороги – 0,026...0,033.

На рис. 3 нанесены горизонтальные прямые, соответствующие постоянным M_ψ и M_1 . На шкале ω откладываются значения ω_1 и ω_2 , найденные из выражений (6) и (7). Из этих точек строятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс $d\omega_1/dt$ и $d\omega_2/dt$ рассчитаны по уравнениям (2) и (3). Значения M_c определяются для каждого участка процесса синхронизации в промежутке времени $\Delta t/2$ и на квантованных участках считаются постоянными. Затем, как и для первого участка, проводятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс вычисляются по уравнениям (4) и (5). Чем мельче квантование участков, тем выше точность построения.

В нижней части рис. 3 построен график угловой скорости буксования, равный $\omega_1 - \omega_2$. Работа буксования на поверхностях трения синхронизатора

$$L_T = \int_0^{t_c} M_c (\omega_1 - \omega_2) dt .$$

Заменяя символ производной dt дискретным интервалом квантования Δt , получим:

$$L_T = \Delta t \sum_{i=1}^k M_{ci} (\omega_1 - \omega_2)_i ,$$

где i — номер уровня квантования по времени; k — количество уровней квантования по времени.

Предложенный метод нахождения работы буксования на поверхностях трения синхронизатора может найти применение для предварительной оценки процесса синхронизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Н.А. К расчету синхронизаторов коробок передач на долговечность. — В кн.: Конструирование и расчет гусеничных и колесных машин. — Курган, 1970, с. 20–25. 2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1984. — 376 с. 3. Стефанович Ю.Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. — Тр. НАМИ, М., 1965, вып. 72. Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля и ее деталей, с. 102–115.

УДК 621.891:585.13:629.114.3

С.Б. САМАРЦЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

ВЫБОР ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Динамика переходных процессов в гидромеханических передачах (ГМП) автомобилей при переключении ступеней существенно зависит от фрикционных характеристик элементов трения и определяется тепловым режимом многодисковых муфт и динамическими нагрузками в трансмиссии.

Применяемые для фрикционных пар материалы обеспечивают либо линейные, либо параболические скоростные зависимости коэффициента трения, которые оцениваются по отношению статического (в момент замыкания муфты) μ_c и динамического μ_d (в процессе скольжения дисков с некоторой постоянной скоростью) коэффициентов трения [1,2]. То или иное значение этого отношения (табл. 1) достигается: применением смазочных веществ определенного типа или изменением их расхода; соответствующим соотношением композиционных материалов, накладок, подбором требуемой ширины накладок или типа канавок на них и т.д.

В процессе эксплуатации ГМП коэффициент трения изменяется вследствие повышения теплового режима работы муфты или из-за наволакивания про-

Табл. 1. Фрикционные пары муфт со смазкой

Отношение μ_c/μ_d для пар трения							
Сталь—металлокерамика* (БелАЗ, МоАЗ)	Сталь—бумага** (Твин Диск)	Сталь—металлокерамика* (Твин Диск)	Сталь—металлокерамика* (Феродо)	Сталь—"Графитикс"*** (Твин Диск)	Сталь—сталь* (Кировец)	Сталь—металлокерамика*** (Шелл)	Сталь—металлокерамика* (Дженерал Моторс, Форд)
Не менее 1,5	1,17	1,56/4,67 в зависимости от степени изнашивания	1,86/2,86 в зависимости от степени нагрева	1,52	3	0,57/1/1,34 в зависимости от типа смазки	0,68/2,1

* Параболические скоростные зависимости коэффициента трения.

** Линейные скоростные зависимости коэффициента трения.

*** Параболические и линейные скоростные зависимости коэффициента трения.

Пр и м е ч а н и е. В скобках указаны названия фирм-изготовителей.

дуктов изнашивания дисков и сгорания пленки масла на поверхностях трения. Увеличение температуры смазочного вещества, например с 50 до 120 °С, вызывает рост нагруженности трансмиссии на 5...6 %. В таких случаях значения динамического коэффициента трения (обычно принимаемого в качестве расчетного) для пары сталь—металлокерамика могут отличаться в 1,3...3 раза. Так как рассмотренная пара трения получила наибольшее распространение в ГМП большегрузных автомобилей, то исследования проводились на примере автомобилей МоАЗ-6401 и БелАЗ-548А.

Представленные на рис. 1 графики максимальных динамических моментов $M_{в\max}$ на выходном валу ГМП и $M_{п\max}$ на полуоси автомобиля получены при коэффициентах трения $\mu = \mu_d = \mu_c$, что имитирует возможное изменение фрикционных характеристик. Здесь же приведены кривые, соответствующие реальному коэффициенту трения μ фрикционной пары: в функции относительной скорости скольжения дисков $\omega_{отн}$, теплового потока θ и температуры поверхности наиболее нагретого диска ϑ [1].

Увеличение μ вследствие более жесткого включения муфты приводит к повышению динамических нагрузок на всех скоростных режимах работы машинного агрегата автомобиля. Однако снижение степени нагрева стальных дисков муфты при однократном ее включении возможно лишь на высокоскоростных режимах ($\bar{\omega} = 0,85...1$). Степень нагрева металлокерамических дисков практически не зависит от режима движения. Сопоставление коэффициентов динамичности трансмиссии (отношения максимальных и номинальных моментов, действующих на упругие элементы динамической системы) показывает, что при $\bar{\omega} = 0,55...0,6$ и $\mu_d = 0,12; 0,08; 0,05$ коэффициент динамичности

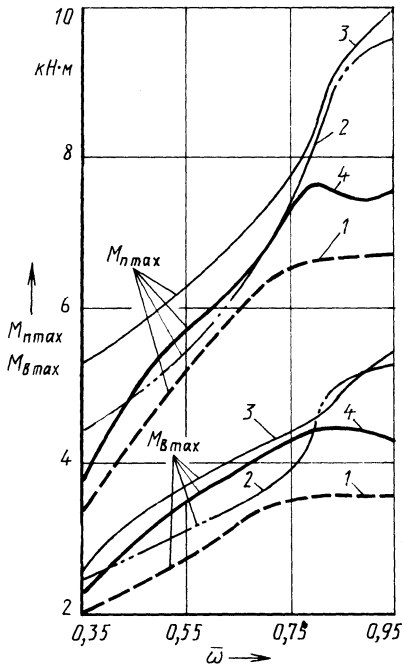


Рис. 1. Динамическая нагруженность трансмиссии автопоезда МоАЗ-6401 при трогании на III передаче в различных скоростных режимах: 1 - $\mu_{д} = 0,05$; 2 - $\mu_{д} = 0,08$; 3 - $\mu_{д} = 0,12$; 4 - $\mu = f(\omega_{отн}, \theta, \vartheta)$

$K_{д.в}$ на выходном валу ГМП равен соответственно 1,98; 1,96; 1,89, а на полуоси автомобиля $K_{д.п}$ - 2,25; 2,01; 1,95.

В ряде случаев применение пар трения с $\mu_0 \leq 0,08$ обуславливает скачкообразное повышение нагрузок на отдельных скоростных режимах ($\bar{\omega} = 0,75 \dots 0,85$) - они становятся выше, чем на высокоскоростном режиме $\bar{\omega} = 1$, который обычно характеризуется максимальной динамичностью трансмиссии.

Отмеченное явление обуславливается зависимостью переходного процесса в трансмиссии от упругих свойств динамической системы автомобиля. Устраняется оно путем: 1) подбора рациональных параметров упругих элементов трансмиссии [3]; 2) построения оптимальной характеристики усилия сжатия пакета дисков муфты [4,5]; 3) изменения коэффициента трения. Два последних способа следует считать предпочтительными ввиду их простоты.

Изображенные на рис. 2 зависимости получены для реальных фрикционных пар [1] в соответствии с табл. 1. Возникновение "пиковых" моментов характерно для пар трения с $\mu_0 \leq 0,08$ (рис. 2, кривые 2, 4) и вызывает увеличение динамической нагруженности трансмиссии. Установлено, что для улучшения качества переходных процессов должно быть $\mu_c / \mu_0 \leq 1$.

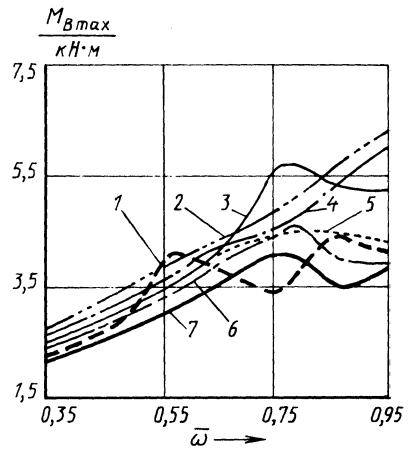


Рис. 2. Динамические нагрузки на выходном валу ГМП при различных отношениях μ_c / μ_0 : 1 - 3; 2 - 1,56; 3 - 3,4; 4 - 1,17; 5 - 1,5; 6 - 4,67; 7 - 2

Табл. 2. Характеристики динамичности трансмиссии автопоезда МоАЗ-6401 при трогании на III передаче

Муфта	μ_c/μ_d					
	0,57		1		1,34	
	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$
Серийная	1,73	2,12	2,07	2,14	1,98	2,08
С улучшенной характеристикой	1,29	1,46	1,6	1,67	1,58	1,6

Накладки на основе бумаги или типа "Графитикс", обеспечивающие требуемое соотношение, имеют низкую допустимую тепловую нагрузку (первые – до 35 кВт/м²) и поэтому в ГМП большегрузных автомобилей не применяются. Согласно опытным данным [1], желаемое соотношение μ_c/μ_d можно получить и с помощью пары сталь–металлокерамика (допустимая удельная мощность трения до 180 кВт/м²).

В табл. 2 приведены результаты исследований для серийной муфты МоАЗ и муфты с улучшенной характеристикой [5] и плавным включением. Фрикционные характеристики были выбраны при $\mu_d = 0,11...0,12$, но при различных значениях μ_c . Тем самым оценивалась возможность совместного использования второго и третьего способов повышения качества переходных процессов. Рассмотрен скоростной режим $\bar{\omega} = 0,75$, при котором в серийной ГМП возникали пиковые моменты.

Если коэффициенты динамичности трансмиссии при $\mu_c/\mu_d \geq 1$ почти одинаковы, то с уменьшением этого отношения $K_{д.в}$ и $K_{д.п}$ снижаются. В зависимости от характеристики усилия сжатия пакета дисков муфты коэффициенты динамичности при $\mu_c/\mu_d = 0,57$ уменьшаются более существенно (до 14...23 %) при высокой плавности включения и отсутствии пиковых моментов на упругих элементах трансмиссии на всех режимах. Степень нагрева же дисков практически не меняется. Аналогичные результаты получены и для автомобиля БелАЗ-548А.

Недостатком фрикционных пар с отношением $\mu_c/\mu_d < 1$ является низкий момент трения при замыкании дисков, в связи с чем повышается опасность срыва муфты. Высокой надежностью обладают муфты с парами трения с отношением $\mu_c/\mu_d > 1$ и высоким статическим коэффициентом трения. Однако включение муфты, за исключением низкоскоростных режимов ($\bar{\omega} \leq 0,4$), происходит на нерегулируемом участке характеристики усилия сжатия пакета дисков или при максимальном его значении. Изменение момента трения зачастую носит ударный характер, что является причиной повышения динамичности трансмиссии на высокоскоростных режимах при установке муфт с высокой плавностью включения и $\mu_d \leq 0,08$ [5]. Значительно более плавно протекает нарастание момента трения при линейной скоростной зависимости коэффициента трения. Запас момента трения при включении муфты увеличивается благодаря обеспечению небольших усилий сжатия пакета дисков, а нагруженность трансмиссии автомобиля, как уже было установлено ранее (см. табл. 2), не ухудшается.

Таким образом, для трансмиссий большегрузных автомобилей с ГМП наилучшие динамические характеристики переходных процессов могут быть получены при использовании фрикционной пары сталь–металлокерамика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой. – Трение и износ, 1981, т. II, № 4, с. 687–692. 2. Сергеев Л.В., Кадо́бно в В.В. Гидромеханические передачи быстроходных гусеничных машин. – М., 1980. – 200 с. 3. Самарцев С.Б. Влияние упругих свойств динамической системы автомобиля с ГМП на показатели качества переходных процессов. – Изв. вузов: Машиностроение, 1982, № 8, с. 58–61. 4. Самарцев С.Б., Корейко В.Я., Митяев А.Ф. Выбор закона включения муфты автомобиля по критериям оптимальности. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1983, № 18, с. 36–41. 5. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности/Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк. – Автомобильная промышленность, 1982, № 7, с. 15–17.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л. ПЕКЕР, канд.техн.наук (БПИ),
Е.М. ГЕЦОВИЧ, канд.техн.наук (ХАДИ)

ОБ ИЗМЕНЕНИИ СУММАРНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ НА ПОВОРОТЕ

Максимальное значение постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля в случае его торможения на прямолинейном участке дороги и отсутствии возмущающих факторов определяется по формуле [1]:

$$P_{T \max}^{\circ} = \varphi G_a, \quad (1)$$

где φ – коэффициент сцепления, G_a – вес автомобиля.

Отличительной особенностью торможения автомобиля на повороте является то, что необходимо уменьшить суммарную тормозную силу, так как возникающая при криволинейном движении боковая сила приводит к блокированию колес и заносу автомобиля при значениях $P_{T \max}^{\circ}$, определяемых формулой (1). Необходимое уменьшение суммарной тормозной силы зависит от ряда факторов: радиуса поворота; начальной скорости торможения; основных конструктивных характеристик автомобиля (в первую очередь от отношения высоты центра масс к базе и колес, а также распределения статической нагрузки между мостами автомобиля).

Одной из задач, связанных с разработкой автоматических устройств управления торможением, является анализ влияния перечисленных факторов на оптимальный уровень суммарной тормозной силы, обеспечивающей максимальную эффективность торможения автомобиля при сохранении им устойчивости против заноса и опрокидывания.

Для решения этой задачи введем коэффициент K , определяемый соотношением:

$$K = P_{T \max} / P_{T \max}^{\circ}, \quad (2)$$

где $P_{T \max}^{\circ}$ – максимальное значение постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля, при которой не происходит потери устойчивости при его торможении на повороте постоянного радиуса.

В качестве критерия выбора значения K и, следовательно, значения $P_{T \max}^{\circ}$, примем минимальный тормозной путь автомобиля при его торможении на повороте с учетом ограничений, накладываемых требованиями курсовой и траекторной его устойчивости, а также устойчивости против опрокидывания:

$$L = S_T + \sum_{i=1}^3 F_i(K) \rightarrow \min, \quad (3)$$

где S_T – тормозной путь автомобиля; F_i – составляющие штрафной функции, учитывающие ограничения по показателям соответственно курсовой ($i = 1$), траекторной ($i = 2$) устойчивости и устойчивости против опрокидывания ($i=3$)

$$F_1(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } |\gamma(K)| \leq \gamma_{\max}; \\ \lambda' [|\gamma(K)| - \gamma_{\max}]^2, & \text{если } |\gamma(K)| > \gamma_{\max}; \end{cases} \quad (4)$$

$$F_2(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } z_{\max}(K) \leq 0,5h; \\ \lambda'' [z_{\max}(K) - 0,5h]^2, & \text{если } z_{\max}(K) > 0,5h; \end{cases} \quad (5)$$

$$F_3(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } R_{z \min}(K) \geq 0; \\ \lambda''' [R_{z \min}(K)]^2, & \text{если } R_{z \min}(K) < 0; \end{cases} \quad (6)$$

$\gamma(K)$ – угловое отклонение автомобиля относительно касательной к осевой линии полосы движения; γ_{\max} – допустимое угловое отклонение; $z_{\max}(K)$ – линейное отклонение габаритной точки автомобиля, наиболее удаленной от осевой линии полосы движения; h – ширина допускаемого "коридора безопасности"; $R_{z \min}(K)$ – вертикальная нагрузка на наименее нагруженное колесо автомобиля (отрицательные значения $R_{z \min}(K)$ – при отрыве колеса от поверхности дороги); $\lambda', \lambda'', \lambda'''$ – весовые коэффициенты, значения которых принимаются достаточно большими, с тем чтобы ограничения (4)...(6) были чувствительны к выходу значений $\gamma(K)$, $z_{\max}(K)$ и $R_{z \min}(K)$ за пределы допустимых.

Значения S_T , $\gamma(K)$, $z_{\max}(K)$, $R_{z \min}(K)$ определяются интегрированием системы дифференциальных уравнений, входящих в пространственную математическую модель автомобиля [2]. Минимальное значение L находится путем одномерного поиска.

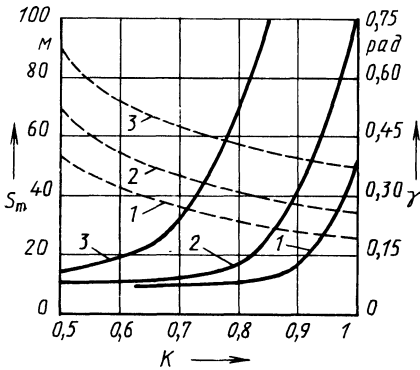


Рис. 1. Графики зависимостей $S_T(K)$ и $\gamma(K)$ при торможении автомобиля на повороте с различной начальной скоростью: 1 - $v_0 = 16,7$ м/с; 2 - $v_0 = 19,4$; 3 - $v_0 = 22,2$ м/с; --- тормозной путь; — угловое отклонение

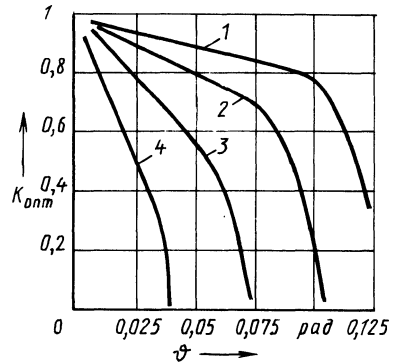


Рис. 2. Оптимальное значение коэффициента изменения суммарной тормозной силы K в зависимости от угла поворота ϑ управляемых колес автомобиля и начальной скорости торможения v_0 : 1 - $v_0 = 16,7$ м/с; 2 - $v_0 = 19,4$; 3 - $v_0 = 22,2$; 4 - $v_0 = 24,5$ м/с

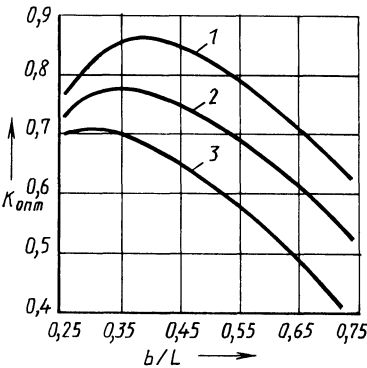


Рис. 3. Оптимальное значение коэффициента изменения суммарной тормозной силы в зависимости от основных конструктивных характеристик автомобиля: 1 - $h_g/L = 0,2$; 2 - $h_g/L = 0,25$; 3 - $h_g/L = 0,3$; $v_0 = 16,7$ м/с

Описанная задача решалась численными методами на ЭВМ ЕС-1035. Одномерный поиск выполнялся с помощью разработанного алгоритма, в основе которого лежит метод дихотомии [3]. Интегрирование системы дифференциальных уравнений проводилось методом Рунге—Кутты четвертого порядка [4]. Показанный на рис. 1 характер изменения двух кинематических показателей процесса торможения — тормозного пути и углового отклонения автомобиля относительно касательной к осевой линии полосы движения — соответствует случаю поворота управляемых колес на угол $\vartheta = 0,045$ рад; $h_g/L = 0,2$; $b/L = 0,5$ (b — ширина колеи; L — база автомобиля; h_g/L — относительная высота центра масс автомобиля, b/L — доля статической нагрузки, приходящейся на передний мост).

Основные результаты расчетов, выполненных для автомобиля полной массой 1400 кг, с базой 2,4 м, колеи 1,35 м для случая его торможения на сухом асфальтобетонном покрытии ($\varphi = 0,75$), приведены на рис. 2 и 3.

Для зависимости $K_{\text{опт}} = K(\vartheta)$ при любой начальной скорости торможения характерны два участка, на которых изменение $K_{\text{опт}}$ достаточно хорошо аппроксимируется линейной функцией. С увеличением начальной скорости торможения $K_{\text{опт}}$ уменьшается.

Как видно из графиков (рис. 3), при увеличении отношения h_g/L в 1,5 раза ($b/L = 0,4$) значения $K_{\text{опт}}$ уменьшаются в 1,26 раза. Это обусловлено более значительным перераспределением нагрузки между колесами каждого из мостов при торможении автомобиля на повороте. Кроме того, для автомобилей со значительно смещенным вперед центром масс ($b/L \geq 0,6$) труднее добиться высокой эффективности торможения на повороте по сравнению с автомобилями, имеющими обычные компоновочные соотношения, причем большее снижение ее характерно для автомобилей с высоко расположенным центром масс ($h_g/L = 0,3$).

Таким образом, проведенные исследования позволили установить следующее.

1. Существует оптимальный уровень постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля, обеспечивающий минимальный тормозной путь его на повороте при сохранении устойчивости против заноса и опрокидывания.

2. Оптимальный уровень суммарной тормозной силы при любой начальной скорости торможения может быть представлен в виде кусочно-линейной зависимости от угла поворота управляемых колес.

3. Наиболее существенно влияние основных компоновочных характеристик автомобиля на суммарную тормозную силу проявляется для автомобилей со смещенным вперед и высоко расположенным центром масс ($h_g/L \geq 0,3$; $b/L \geq 0,6$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Б у х а р и н Н.А. Тормозные системы автомобилей. – М.-Л., 1950. – 292 с.
2. П е к е р Ф.Л. Динамика торможения короткобазных автомобилей с гидравлическим тормозным приводом: Автореф. Дис.... канд.техн.наук. – Харьков, 1984. – 22 с.
3. М о и с е в Н.Н., И в а н и л о в Ю.П., С т о л я р о в а Е.М. Методы оптимизации. – М., 1978. – 351 с.
4. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. Минск, 1978, вып. 17. – 116 с.

УДК 629.114.2.02-592

Н.В. БОГДАН, канд.техн.наук (БПИ)

СОВМЕСТНОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА МОТОРНЫМ ТОРМОЗОМ-ЗАМЕДЛИТЕЛЕМ И РАБОЧИМИ ТОРМОЗАМИ

Торможение тракторов, оборудованных ВТС, можно производить рабочими тормозами при включенной муфте сцепления и моторным тормозом-замедлителем совместно. При таком торможении возникает дополнительная сила торможения моторным тормозом-замедлителем. Противоположно ей направлена приведенная к колесам трактора инерционная сила двигателя и связанных с ним частей, вследствие чего интенсивность торможения снижается.

Когда момент инерционных сил двигателя превышает его тормозной момент, возникает необходимость в отключении двигателя, так как в дальнейшем совместное торможение нецелесообразно.

Доля тормозной силы моторного тормоза-замедлителя в суммарной при максимальном использовании рабочих тормозов незначительна. Однако, если инерционные силы двигателя и трансмиссии не превышают тормозной силы моторного тормоза-замедлителя, то при совместном торможении последние противодействуют блокированию колес. Это повышает устойчивость движения, особенно на скользкой дороге, имеющей уклон.

Для определения условий, в которых целесообразно проводить совместное торможение, составим систему уравнений, описывающих движение трактора при торможении с включенным и выключенным сцеплением:

$$\left. \begin{aligned} m_T \ddot{x}_T' &= -P_{к.т} - P_{м.т} + P_{jт}^k + P_i - P_f ; \\ m_T \ddot{x}_T'' &= -P_{к.т} + P_{jт}^k - P_f + P_i , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_T — масса трактора; \ddot{x}_T' , \ddot{x}_T'' — замедление трактора с включенным и выключенным сцеплением; $P_{к.т}$, $P_{к.м}$ — тормозные силы колесных тормозов и моторного тормоза; P_i — горизонтальная составляющая силы тяжести трактора, движущегося по склону; $P_{jт}^k$ — инерционная сила; P_f — сила сопротивления качению.

Анализируя выражения (1), можно отметить, что совместное торможение целесообразно в том случае, когда интенсивность такого торможения больше, чем рабочими тормозами, т.е. $\ddot{x}_T' > \ddot{x}_T''$. Для оценки влияния различных параметров на эффективность торможения представим уравнения (1) в виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_T' &= \frac{[m_T g \eta_{тр} r_k (\sin \alpha - f \cos \alpha) - 2k_T p_1 \eta_{тр} - M_{м.т} i_{тр}] r_k}{m_T r_k^2 \eta_{тр} + I_{д} i_{тр}^2 + n_1 I_1 \eta_{тр}} ; \\ \ddot{x}_T'' &= \frac{m_T g r_k^2 (\sin \alpha - f \cos \alpha) - 2k_T p_1 r_k}{m_T r_k^2 + n_1 I_1} , \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где k_T — коэффициент эффективности тормозных механизмов; p_1 — давление в тормозных камерах; r_k — радиус качения колеса; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; f — коэффициент сопротивления перекатыванию; $M_{м.т}$ — тормозной момент двигателя; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; $I_{д}$, I_1 — моменты инерции деталей двигателя, трансмиссии и колес трактора; g — ускорение свободного падения; α — угол уклона дороги.

Из сопоставления этих уравнений при условии равенства тормозных сил $P_{к.т}$ для обоих случаев торможения следует, что при совместном торможении инерционная сила препятствует торможению. Для определения предела, до которого целесообразно совместное торможение на горизонтальном участке пути, вычтем из первого уравнения второе и, проведя соответствующие преобразования, получим:

$$\Delta \ddot{x} = [2k_{\text{T}} p_1 r_{\text{К}} I_{\text{Д}} i_{\text{ТР}}^2 - m_{\text{T}} g r_{\text{К}}^2 I_{\text{Д}} i_{\text{ТР}}^2 (\sin \alpha - f \cos \alpha) - M_{\text{М.Т}} i_{\text{ТР}} r_{\text{К}} (m_{\text{T}} r_{\text{T}}^2 + n_1 I_1)] / [(m_{\text{T}} r_{\text{К}}^2 \eta_{\text{ТР}} + I_{\text{Д}} i_{\text{ТР}}^2 + n_1 I_1 \eta_{\text{ТР}}) (m_{\text{T}} r_{\text{К}}^2 + n_1 I_1)]. \quad (3)$$

Из анализа выражения (3) видно, что совместное торможение будет целесообразно в том случае, когда

$$M_{\text{М.Т}} (m_{\text{T}} r_{\text{К}}^2 + n_1 I_1) \geq 2k_{\text{T}} p_1 I_{\text{Д}} i_{\text{ТР}}.$$

Максимальное использование рабочих тормозов, т.е. увеличение p_1 , способствует снижению предела, до которого совместное торможение целесообразно. Следовательно, совместное торможение наиболее рационально при служебных торможениях. Увеличение предельного замедления, при котором целесообразно совместное торможение, можно производить за счет снижения $i_{\text{ТР}}$, а также момента инерции вращающихся деталей двигателя.

В результате расчета по уравнениям (2) построены графики замедлений трактора Т-150К при торможении на горизонтальном участке пути описываемыми способами (рис. 1). Видно, что увеличение передаточного числа трансмиссии от 17,6 до 25,7 (транспортный диапазон передач) не оказывает существенного влияния на замедление трактора. Превалирующее влияние на замедление оказывает тормозной момент двигателя. При торможении с перекрытием выпускных коллекторов двигателя заслонками (тормозной момент двигателя достигает 0,4 кН·м) совместное торможение целесообразно на любых передачах транспортного ряда и при любой степени использования рабочих тормозов. Однако, если торможение осуществляется двигателем без перекрытия выпускных коллекторов заслонками (на принудительном холостом ходу), то $M_{\text{Т.М}} \leq 0,15$ кН·м, и совместное торможение должно производиться только при малой степени использования рабочих тормозов. В этом режиме торможения с увеличением передаточного числа трансмиссии снижается предельное значение замедления, при котором совместное торможение целесообразно.

Таким образом, увеличение эффективности ВТС и снижение передаточных чисел трансмиссии способствует повышению предельной интенсивности совместного торможения трактора.

Процесс совместного торможения характеризуется снижением поступательной скорости движения трактора, а, следовательно, и частоты вращения двигателя. Это приводит к уменьшению тормозного момента двигателя. Проведенный расчет с учетом реальных характеристик падения тормозного момента двигателя СМД-62 в зависимости от его частоты вращения позволил определить скорости движения трактора Т-150К, до которых целесообразно совместное торможение (рис. 2). Расчет проводился для совместного торможения на принудительном холостом ходу для двух выбранных степеней использования рабочей тормозной системы, при которых она обеспечивает замедление трактора $5,5 \text{ м/с}^2$ и $2,5 \text{ м/с}^2$.

С уменьшением скорости трактора снижается возможное замедление его при торможении, а при некоторой скорости эффективность совместного торможения становится ниже, чем при торможении только рабочими тормозами.

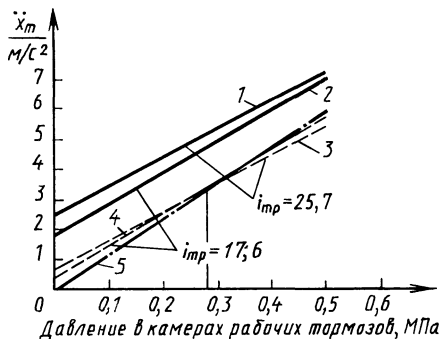


Рис. 1. Зависимость замедления трактора Т-150К от давления в тормозных камерах, передаточного числа трансмиссии и тормозного момента двигателя: 1, 2 – совместное торможение при $M_{м.т} = 0,55 \text{ кН}\cdot\text{м}$; 3, 4 – совместное торможение при $M_{м.т} = 0,15 \text{ кН}\cdot\text{м}$; 5 – торможение рабочими тормозами

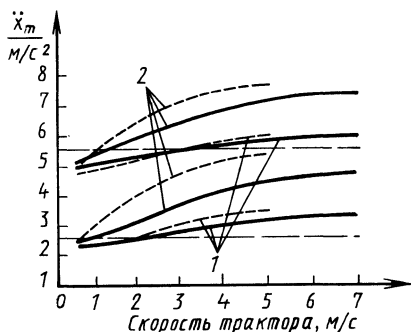


Рис. 2. Зависимость замедления трактора Т-150К от скорости движения при совместном торможении на принудительном холостом ходу двигателя (1) и с перекрытием выпускных коллекторов заслонками (2): — — — — — совместное торможение на VII передаче ($i_{тр} = 17,6$); - - - - - совместное торможение на V передаче ($i_{тр} = 25,7$); — · — · — · торможение рабочими тормозами

Снижение степени использования рабочих тормозов, или увеличение тормозного момента двигателя, приводит к уменьшению предельной скорости движения трактора, при которой целесообразно совместное торможение. Повышение передаточного числа трансмиссии способствует некоторому увеличению замедления трактора, особенно при совместном торможении с перекрытием выпускных коллекторов двигателя заслонками. Таким образом, путем регулирования тормозного момента двигателя и тормозных сил рабочей тормозной системы можно повышать предел интенсивности совместного торможения и снижать предельную скорость движения трактора, при которой целесообразно совместное торможение.

УДК 629.114.2

В.П. БОЙКОВ, канд.техн.наук,
М.А. ЛЕВИН, канд.техн.наук (БПИ)

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ОСНОВАНИЕМ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИМСЯ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

Предложено несколько подходов и моделей, позволяющих анализировать процесс взаимодействия эластичного колеса с почвой [1...4]. Однако математическое описание поведения столь неоднородного материала, как почва, при динамическом приложении нагрузки представляется неразрешимой задачей.

К этому следует добавить и отсутствие в литературе систематизированных экспериментальных исследований "сельскохозяйственных" почвогрунтов, их характеристик. Поэтому инженерная реализация модели системы "двигатель—почва" основывается на несколько упрощенном подходе, определяемом существующей базой экспериментальных данных. При этом модель должна все же с достаточной точностью воспроизводить кинематические и силовые характеристики процесса качения колеса.

Предлагаемая ниже модель развивает подход, описанный в [4]. В реологическую модель основания введен структурный элемент "сухого трения", который позволяет учесть возможные остаточные деформации почвы и связанное с этим явлением колееобразование.

Модель почвогрунтового основания (рис. 1) состоит из двух элементов D и E . Элемент D поверхности основания имеет приведенную эффективную массу m на единицу длины области контакта (все механические характеристики определяются здесь на единицу длины области контакта колеса). Элемент E — "безмассовый" и имитирует "сухое трение" с характерными остаточными перемещениями (деформациями).

Пружина 1 имитирует горизонтальную жесткость основания C_{10} , а пружина 2 — вертикальную его жесткость C_{30} . Абсолютное перемещение (деформация) элемента D поверхности основания по горизонтали — ρ_1 , а по вертикали — ρ_3 . Пружина 3 имитирует тангенциальную жесткость колеса на единицу длины его периферии (C_1), а пружина 4 — радиальную его жесткость (C_3), деформации их равны соответственно λ_1 и λ_3 . Экваториальная линия колеса до деформации обозначена цифрой 5. Вязкие свойства основания учитываются дополнительным структурным элементом б.

Перемещение (деформация) ρ_0 элемента E по вертикали отлично от нуля только в том случае, если в некоторый момент времени со стороны пружины 2 подействует сила $C_{30}(\rho_3 - \rho_0)$, равная предельному значению величины $\sigma = \sigma(\rho_0)$. В первом приближении можно принять

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_1 \rho_0 + \sigma_2 \rho_0^2. \quad (1)$$

Если учесть также и силу вязкого сопротивления $\mu \dot{\rho}_3$, то вертикальная q_z и горизонтальная q_x силы на участке области контакта единичной длины, действующие со стороны колеса на грунтовое основание,

$$q_z = m \ddot{\rho}_3 + C_{30}(\rho_3 - \rho_0) + \mu \dot{\rho}_3; \quad q_x = C_{10} \rho_1. \quad (2)$$

Из формул (2) следует, что наиболее существенными в образовании колеи являются инерция, вязкость, упругость и остаточные деформации грунта в вертикальном направлении.

В области контакта колеса с основанием при небольших продольных силах наблюдаются в общем случае три характерные зоны (рис. 2).

В зоне I имеют место только упругие деформации и выполняются условия

$$C_{30} \rho_3 < \sigma_0, \quad \rho_0 = 0. \quad (3)$$

На границе зон I и II $C_{30} \rho_3 = \sigma_0$.

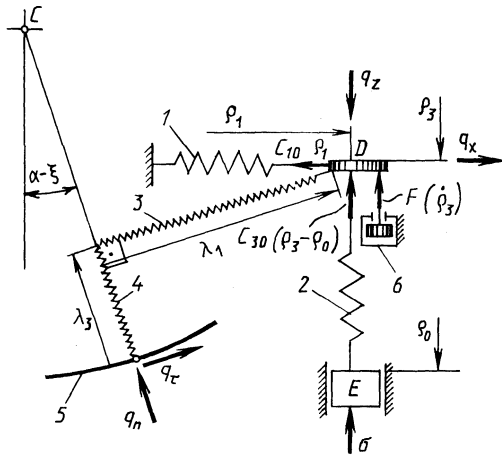


Рис. 1. Модель деформируемого основания и колеса с шиной

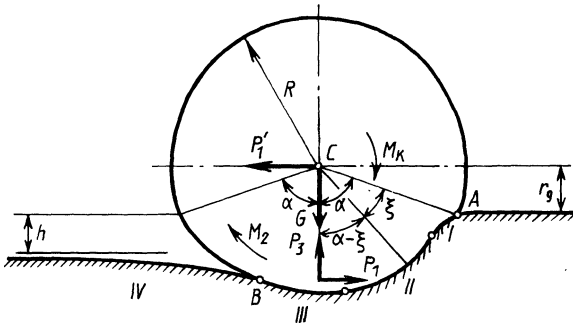


Рис. 2. Схема сил, действующих на колесо с шиной, и его деформаций

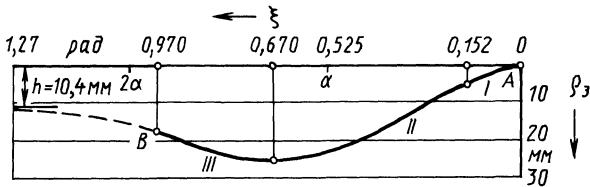


Рис. 3. Вертикальные деформации почвогрунтового основания в области контакта с колесом:

$G = 8 \text{ кН}$; $v = 3 \text{ м/с}$; $r_k = 0,42 \text{ м}$; $C_1 = 1670 \text{ кН/м}^2$; $C_3 = 708 \text{ кН/м}^2$; $C_{10} = C_{30} = 1670 \text{ кН/м}^2$; $R = 0,439 \text{ м}$; $m = 10 \text{ кг/м}$; $F = \mu \dot{\rho}_3$; $\mu = 35 \text{ кПа} \cdot \text{с}$; $\sigma_0 = 8 \text{ кН/м}$; $\sigma_1 = 400 \text{ кН/м}^2$; $\sigma_2 = 10^5 \text{ кН/м}^3$; $h = 10,4 \text{ мм}$

В зоне II возникают остаточные деформации, причем в каждой точке выполняется условие

$$C_{3_0} (\rho_3 - \rho_0) = \sigma_0 + \sigma_1 \rho_0 + \sigma_2 \rho_0^2. \quad (4)$$

На границе зон II и III элемент E не перемещается ($\dot{\rho}_0 = 0, \dot{\rho}_3 = 0$). На этой границе глубина колеи $h = \rho_0$.

В зоне III происходит уменьшение упругих деформаций при $\rho_0 = \text{const}$, а за границей области контакта B в области IV они постепенно полностью исчезают, причём быстрота их убывания в зоне IV зависит от коэффициента вязкости основания.

Если σ_0 достаточно велико, то в области контакта будет существовать только зона I. Именно этот случай, в основном, рассмотрен в работе [4].

Тангенциальные и радиальные распределенные нагрузки, действующие на колесо, связаны с деформациями периферии колеса соотношениями

$$q_\tau = C_1 \lambda_1; \quad q_n = C_3 \lambda_3. \quad (5)$$

В граничной точке B выполняется условие $q_n = 0$.

Согласно работе [4], учитывая возможность появления остаточных деформаций основания в соответствии с зависимостями (1)...(4), приходим к следующей системе уравнений, описывающих процесс стационарного качения деформируемого колеса по деформируемому основанию:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{d\xi} \rho_{3\xi} &= \frac{r_k^2}{v^2 m} \left\{ \frac{R}{r_k} [C_3 \lambda_3 \cos(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \sin(\alpha - \xi)] - \right. \\ &\left. - C_{3_0} (\rho_3 - \rho_0) - F \left(\frac{v}{r_k} \rho_{3\xi} \right) \right\}; \\ \frac{d}{d\xi} \rho_3 &= \rho_{3\xi}; \\ \frac{d}{d\xi} P_3 &= R [C_3 \lambda_3 \cos(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \sin(\alpha - \xi)]; \\ \frac{d}{d\xi} P_1 &= R [-C_3 \lambda_3 \sin(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \cos(\alpha - \xi)]; \\ \frac{d}{d\xi} M_2 &= -C_1 \lambda_1 (R - \lambda_3) R - C_3 \lambda_3 \lambda_1 R; \\ M_f &= -(P_1 r_k + M_2); \quad M_k = -M_2; \quad G = P_3. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Решение системы уравнений (6) с учетом дополнительных условий (2)...(4) позволяет найти продольную силу на колесе P_1 , момент реактивных сил в области контакта M_2 , приведенный к центру колеса C , и момент сопротивления качению M_f . Все силовые факторы и глубина колеи определяются как функции нагрузки на колеса G , радиуса качения колеса r_k , скорости движения v и других упомянутых выше параметров колеса и грунта.

Анализ результатов расчетов, полученных с помощью ЭВМ, показал приемлемость предлагаемой модели. На рис. 3 представлены результаты определения деформаций грунта в области контакта $\rho_3(\xi)$ в зависимости от угловой координаты ξ .

С использованием предлагаемых метода расчета и модели системы движитель—почва можно решать ряд практических задач, связанных с различными режимами движения трактора, например с учетом последовательного прохода его колес по одному следу.

ЛИТЕРАТУРА

1. К а л а ц к и й Л.Н., К о н о н о в А.М. Исследование прочностной характеристики суглинистой почвы как среды, взаимодействующей с двигателем. — Тракторы и с.-х. машины, 1982, № 4, с. 18–20. 2. А г а ф о н о в К.П. О роли вязкости при деформировании грунта. — Тракторы и с.-х. машины, 1982, № 5, с. 11–13. 3. С м и р н о в В.Д. Определение реологических свойств почв. — В кн.: Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем трактора, мобильной с.-х. техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин. Киев, 1982, с. 167–174. 4. Л е в и н М.А., Б о й к о в В.П. Исследование стационарного качения деформируемого колеса по деформируемому основанию. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика. Минск, 1984, вып. 11, с. 70–75.

УДК 629.113.2-587

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд.техн.наук,
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн.наук (БПИ),
Л.М. ЛУКЕРЧИК (МГЗ)

ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ПРИВОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Расширение сельскохозяйственного производства, введение индустриальных технологий возделывания культур обуславливают необходимость непрерывного повышения технико-экономического уровня тракторной техники. Этому в значительной степени содействует повышение мощности и энергонасыщенности тракторов. Так, мощность тракторов "Беларусь" класса 1,4 возросла с 27,2 до 55,2...58,9 кВт и ее предполагается довести до 73,6 кВт [1]. Одновременно их энергонасыщенность увеличилась с 1,25 до 1,8 кВт/т, т.е. на 44 % [2].

Необходимость увеличения мощности и энергонасыщенности тракторов потребовала поиска путей эффективного их использования прежде всего за счет повышения скорости движения. Была доказана техническая возможность и экономическая целесообразность повышения рабочих скоростей движения тракторов до 2,5...4,17 м/с [3]. Однако с увеличением мощности тракторов темпы роста скорости их движения все же снижаются.

На рис. 1 показаны построенные по данным работы [4] зависимости номинальной мощности N_e , максимальной v_{\max} , минимальной v_{\min} и средней v_{mid} расчетных скоростей движения от массы m_T для двадцати пяти моделей тракторов фирмы "Ford". Тракторы имеют примерно одинаковую энергона-

сыщенность (при коэффициенте корреляции 0,98) : $N_e/m_T = 19,96$ кВт/т. Средняя скорость (м/с) движения подчиняется степенной зависимости

$$v_{\text{mid}} = 3,032 m_T^{0,321},$$

где m_T — масса трактора, т.

Темп роста v_{mid} снижается с повышением массы и мощности трактора и, начиная примерно с $N_e = 120$ кВт и $m_T = 6$ т, средняя скорость движения практически не повышается. При массе трактора 6 т и более прирост скорости мал и составляет в среднем 0,026 м/с на 1 т массы. В то же время прирост мощности на 1 т массы равен 1,996 кВт. Поэтому, например, при увеличении массы трактора с 6 до 8 т его мощность возрастает примерно на 40 кВт, а средняя скорость движения только на 0,5 м/с. Такой характер зависимости v_{mid} от m_T объясняется прежде всего агротехническими требованиями к выполнению сельскохозяйственных работ, ростом сопротивлений почвообрабатывающих орудий при увеличении скорости движения и т.д.

Наиболее радикальный способ реализации мощности тракторов — переход на полноприводные тракторы, имеющие, как показано многочисленными исследованиями, более высокие тягово-сцепные свойства по сравнению с неполноприводными. Поэтому полноприводные тракторы практически получают распространение во всех классах мощности. Из анализа плотностей распределения мощностей 1070 моделей сельскохозяйственных тракторов 38 фирм [10],

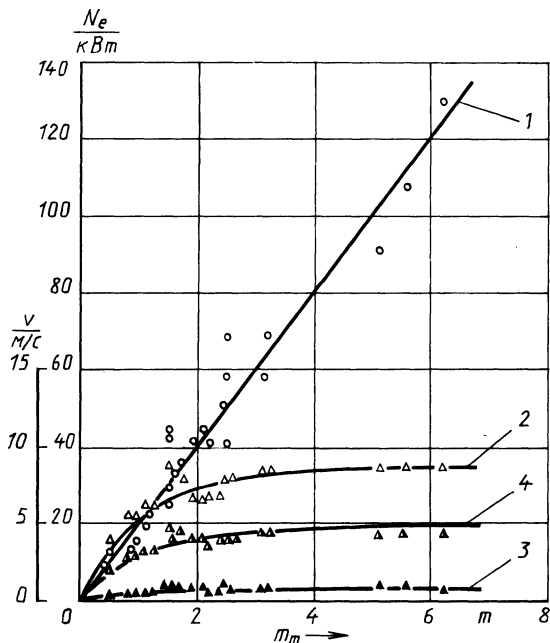


Рис. 1. Зависимости номинальной мощности и скорости движения тракторов от их массы: 1 — N_e ; 2 — v_{max} ; 3 — v_{min} ; 4 — v_{mid}

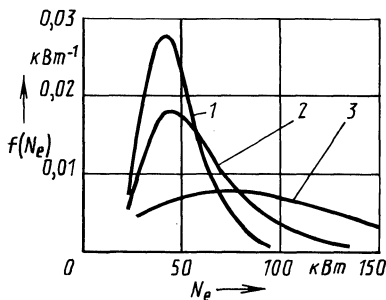


Рис. 2. Плотность распределения мощности тракторов различных фирм:

1 — 4К2; 2 — 4К4 с разными колесами; 3 — 4К4 с одинаковыми колесами

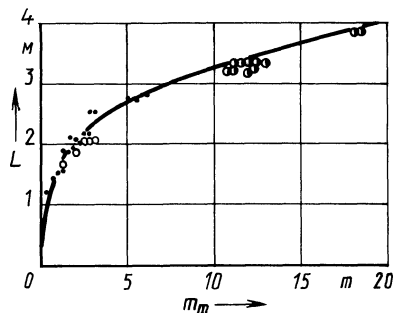


Рис. 3. Изменение базы тракторов в зависимости от их массы

приведенных на рис. 2, видно, что средняя мощность тракторов типа 4К2 составляет 48,1 кВт, а у тракторов типа 4К4 с разными и одинаковыми колесами — соответственно 60,1 и 98,2 кВт. При этом коэффициенты вариации, характеризующие распространение того или иного типа трактора в разных классах мощности, составляют 33,1 % (4К2); 45,3 (4К4 с разными колесами), 48,4 % (4К4 с одинаковыми колесами).

В настоящее время наряду со схемой 4К4 находят применение схемы 6К6 и 8К8. Это позволяет повысить тяговые свойства тракторов, снизить нагрузки на шины и уплотнение почвы. По результатам исследований для тракторов мощностью 220 кВт и эксплуатационной массой 9 т [5] сопротивление качению трактора 6К6 на 17,5 % меньше, чем трактора 4К4, а трактор 8К8 имеет более высокий тяговый КПД по сравнению со схемами 4К4 и 6К6.

Разработаны такие многоосные тракторы, как трехосный "Valmet-1502" [6], экспериментальный трактор "Big Roy" мощностью 442 кВт (схема 8К8) [7], предметный образец Т-104 (схема 8К8) [5].

Возможность применения тракторов с числом ведущих мостов более 3—4 требует глубокого изучения, поскольку ограничивается рядом факторов. Так, анализ 45 моделей тракторов [4] показал, что существует зависимость (рис. 3):

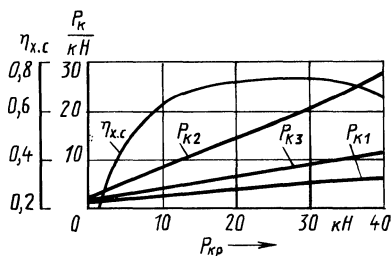
$$L = 1,644 m_T^{0,302} (m_T = 0,193 L^{3,311}),$$

где L — база трактора, м.

Таким образом, прирост базы трактора с увеличением его массы снижается. Начиная с $m_T = 10...12$ т прирост L составляет в среднем 0,008 м на 1 т. Это ведет к резкому возрастанию массы трактора при увеличении числа ведущих мостов и повышению уплотнения почвы при его работе.

В последние годы доказана целесообразность создания на базе мощных тракторов мобильных энергетических средств (МЭС) [8]. МЭС, разрабатываемые на основе как двухосных, так и трехосных схем, способны передавать через ВОМ до 70...80 % мощности на активные органы и колеса технологических модулей. В результате существенно увеличивается степень использования их мощности.

Рис. 4. Оптимальное распределение тяговых сил на мостах МЭС и соответствующий максимальный КПД ходовой системы



Привод ведущих мостов МЭС, составленных из полноприводных тракторов и нескольких параллельно или последовательно соединенных технологических модулей, осуществляется по сложным разветвленным схемам. Они определяют закон распределения тяговых сил P_{ki} между мостами, а значит и важнейшие эксплуатационные свойства МЭС. В связи с этим ведется разработка схем как механических, так и гидрообъемных, электромеханических и других приводов, позволяющих регулировать тяговые силы на мостах МЭС.

Следовательно, для выбора схемы привода независимо от его конструкции необходимо знать закон оптимального распределения P_{ki} . Для определения оптимальных P_{ki} при максимальном использовании тягово-цепных свойств МЭС можно пользоваться алгоритмом, описанным в работе [9].

Рассмотрим пример расчета оптимальных сил тяги на мостах МЭС, составленного из трактора типа 4К4 массой 5,6 т и модуля типа 2К2 массой 1,9 т. Передние колеса трактора снабжены шинами 16-20, задние — 16,9-38, а колеса модуля — шинами 16,9-30. В качестве критерия для оценки тягово-цепных свойств может быть принят КПД буксования [9], или КПД ходовой системы:

$$\eta_{х.с} = \left(1 - \frac{\sum_{i=1}^3 P_{fi}}{\sum_{i=1}^3 P_{ki}} \right) \frac{\sum_{i=1}^3 P_{ki}}{\sum_{i=1}^3 P_{ki} + \sum_{i=1}^3 \frac{P_{ki} \delta_i}{1 - \delta_i}},$$

где P_{fi} и δ_i — сила сопротивления качению и буксование колес i -го моста.

Результаты расчета максимальных значений $\eta_{х.с}$ и соответствующих им P_{ki} при прямолинейном равномерном движении МЭС на поле под посев с различной тяговой нагрузкой приведены на рис. 4.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П. Тракторы "Беларусь" — 25 лет производства. — Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 9, с. 3–6.
2. В о л к о в Б.Г. Энергонасыщенность как параметр сельскохозяйственного трактора. — Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1982, № 6, с. 28–32.
3. Б о л т н с к и й В.Н. Научные основы повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. — Тр. Всесоюз. ин-та механизации сельского хозяйства, 1974, 66, с. 5–33.
4. Технические данные колесных тракторов. — Автомобильная промышленность США, 1982, № 1, с. 32–33.
5. Г о н ч а р е н к о С.В., Д о ч к и н В.Г., Ч у х н и н Н.Ф. Теоретическое исследование тягово-цепных свойств колесных тракторов большой мощности. — Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 2, с. 3–6.
6. Г у м и л е в с к и й Ю.Н. Трехосный трактор "Valmet-1502". — Тракторы и сельхозмашины, 1978,

№ 2, с. 46–47. 7. Либцис С.Е., Свиркович В.Э., Шаповалов Ю.С. Тенденции развития компоновочных схем сельскохозяйственных тракторов за рубежом. – М., 1983, – 59 с. 8. Ксеневич И.П., Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения. – Тракторы и сельхозмашины, 1982, № 12, с. 11–14. 9. Ванцевич В.В., Лефоров А.Х. Исследование тяговых свойств трактора типа 6К6. – В кн.: Автотракторостроение, Минск, 1984, вып. 19, с. 73–77. 10. Traktoren daten-preise. – DLZ, 1982, N 10, s. 1351–1426.

УДК 631.372:629.114.2

В.С. ВОЙТЕШОНОК (БПИ)

ТРАЕКТОРИЯ ПОВОРОТА ТРАКТОРА НА СКЛОНЕ И ЕЕ РЕГИСТРАЦИЯ

В экспериментальных исследованиях поворачиваемости колесных машин важнейшим является регистрация действительной траектории движения. Эта задача значительно усложняется при движении трактора на склоне вследствие непрерывного изменения сил, действующих на колесную машину в процессе поворота. В этом случае траектории поворота [1,2] существенно отличаются от окружности и зависят от крутизны склона θ , скорости движения, схемы агрегатирования и других факторов.

Результаты испытаний на склоне стабилизируемого трактора МТЗ-82К 4К4 представлены на рис. 1 и 2. Траектории поворота трактора при постоянном угле поворота управляемых колес представляют собой несколько последовательно смещающихся вниз по склону петель. Причем, если при движении трактора передним ходом наблюдается смещение петель под некоторым углом $+\psi$ относительно меридиана склона, то при движении задним ходом смещение петель происходит под углом приблизительно $-\psi$. В последнем случае размеры b_1, b_2, b_3 заметно увеличиваются. Движение трактора с загруженным полуприцепом ППТС-4 с включенными системами стабилизации сопровождается смещением петель траектории поворота агрегата вверх под углом к меридиану склона.

Используемые в настоящее время методы регистрации траектории движения тракторов основаны на фиксации следов, оставляемых на поверхности почвы колесами трактора или специальными устройствами. Они чрезмерно трудоемки и недостаточно точны. В этой связи интерес представляют методы определения параметров траектории поворота с помощью измерительных колес, которые устанавливаются или параллельно оси заднего ведущего моста [3], или вдоль одного из бортов [4,5]. В последнем случае по результатам показаний приборов можно рассчитать как радиус поворота, так и смещение центра поворота относительно оси задних колес трактора, что является значительным преимуществом этого метода. При этом регистрируют углы поворота осей измерительных колес относительно исходного положения, соответствующего прямолинейному движению трактора [4], или число оборотов измерительных колес [5]. По мнению авторов работы [4], их метод недостаточно точен в силу подпрыгивания измерительных колес и их смещения вследствие инерции.

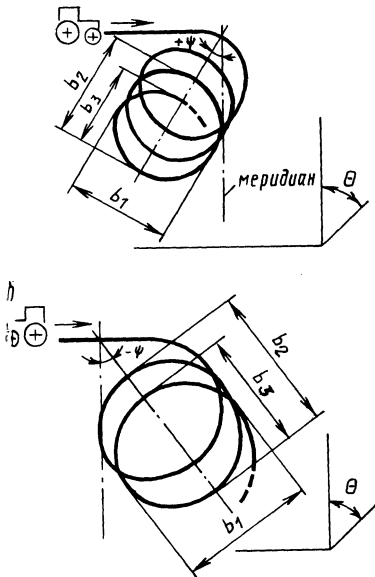


Рис. 1. Траектории поворота на склоне стабилизируемого трактора МТЗ-82К 4К4 передним (а) и задним (б) ходом (поле под посев)

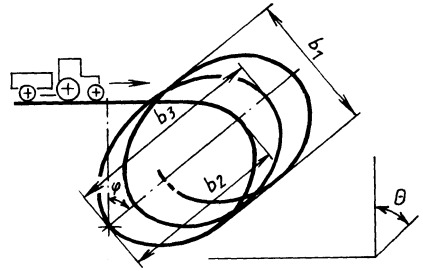


Рис. 2. Траектория поворота на склоне стабилизируемого трактора МТЗ-82К 4К4 со стабилизируемым полуприцепом (стерня)

Комплект аппаратуры [5] состоит из электроимпульсного счетчика и измерительных колес с датчиками-прерывателями, которые устанавливаются на переднем и заднем колесах вдоль одного борта. Принцип действия прибора основан на определении длины траектории движения измерительного колеса по числу его оборотов. При

этом после совершения кругового поворота по показанию счетчика определяются средние радиус поворота R и смещение E центра поворота относительно задних колес трактора:

$$R = \sqrt{R_3^2 - E^2} \pm B/2; \quad (1)$$

$$E = (L^2 + R_3^2 - R_{\Pi}^2)/(2L), \quad (2)$$

где R_{Π} и R_3 – радиусы поворота соответственно переднего и заднего колеса; B – колея машины; L – ее база. Знак "плюс" принимается при определении траектории колес внутреннего борта, знак "минус" – наружного.

Такой метод дает хорошие результаты при исследовании поворачиваемости колесной машины на горизонтальной опорной поверхности. Однако в рассматриваемом случае неизбежна значительная погрешность, так как траектория поворота трактора на склоне отличается от окружности. Поэтому необходимо знать динамику изменения радиуса поворота и смещения центра поворота относительно оси задних колес. Можно использовать схему замера параметров поворота (рис. 3), предложенную в работе [5]. Импульсы от датчиков числа оборотов измерительных колес регистрируются на ленте осциллографа. В процессе обработки записи осциллограмму разбивают на участки, в пределах которых радиус поворота и смещение центра поворота относительно оси задних колес можно считать постоянными.

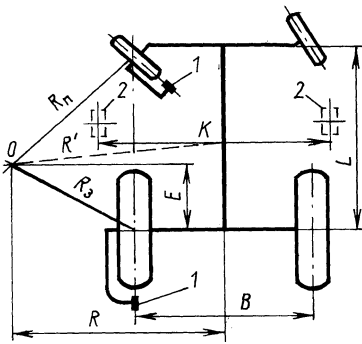


Рис. 3. К определению параметров траектории поворота трактора на склоне при установке измерительных колес вдоль одного борта (1) и параллельно осям ведущих мостов (2)

Если на выбранном участке осциллограммы имеется n_{Π} отметок сигналов датчика на переднем измерительном колесе и n_3 — с датчика на заднем колесе (измерительные колеса одинаковые), то

$$\Delta\beta R_{\Pi} = 2\pi r n_{\Pi} / n; \quad \Delta\beta R_3 = 2\pi r n_3 / n,$$

где $\Delta\beta$ — разность показаний курсоуказателя в начале и в конце участка осциллограммы; r и n — радиус качения и число импульсов за один оборот измерительного колеса.

Тогда выражения (1) и (2) принимают вид:

$$R = \sqrt{k(n_3 / \Delta\beta)^2 - E^2} \pm B/2; \quad (3)$$

$$E = L/2 + k(n_3 - n_{\Pi}) / [2L(\Delta\beta)^2], \quad (n_3 \neq n_{\Pi}), \quad (4)$$

где $k = (2\pi r / n)^2$.

По формулам (3) и (4) можно рассчитать радиус поворота и смещение центра поворота относительно оси задних колес трактора на отдельных участках криволинейной траектории его поворота на склоне.

При испытаниях короткобазных тракторов и колесных машин для повышения точности измерений целесообразно использовать схему установки измерительных колес, предлагаемую в работе [3], т.е. параллельно осям ведущих мостов. В этом случае увеличивается разность чисел оборотов измерительных колес, но можно определить только радиус поворота R' (см. рис. 3). Вывод формулы для радиуса поворота аналогичен вышеприведенному. Окончательное выражение имеет вид:

$$R' = \frac{K}{2} \frac{n_{\text{H}} + n_{\text{ВН}}}{n_{\text{H}} - n_{\text{ВН}}}, \quad (5)$$

где K — колея измерительных колес; n_{H} и $n_{\text{ВН}}$ — число отметок соответственно наружного и внутреннего относительно центра поворота измерительных колес на выбранном участке осциллограммы.

Для повышения точности определения радиуса поворота и смещения центра поворота относительно оси задних колес по формулам (3), (4) и (5)

целесообразно увеличивать число импульсов датчика за один оборот измерительного колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коновалов В.Ф., Стрелков Б.А., Подиков О.Р. Об управляемости машинно-тракторных агрегатов при работе на склонах. – В кн.: Повышение рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. М., 1973, с. 220–228. 2. Тлупов М.Д. Поворот машинно-тракторного агрегата на склоне. – Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1984, № 8, с. 49–51. 3. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. – М., 1981. – 144 с. 4. О кинематике криволинейного движения трактора с четырьмя ведущими управляемыми колесами/А.Ф. Полетаев, Ю.А. Ганькин, В.Д. Самилкин, Г.В. Голованов. – Тракторы и сельхозмашины, 1971, № 12, с. 13–16. 5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М., 1980. – 207 с.

УДК 629.113.012

С.Н. КАЛЕЙНИК, А.М. КРИВИЦКИЙ (БПИ),
Л.Е. ЧЕРНЯВСКАЯ (НИИКГШ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНЫХ ШИН РАДИАЛЬНОЙ И ДИАГОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Приводится сравнительная оценка некоторых характеристик шин 11,2-20 мод. Ф-35 радиальной (Р) и диагональной (Д) конструкций, разработанных НИИКГШ. Экспериментальные исследования по определению статических характеристик шин проводились на стенде Минского тракторного завода.

В процессе статических испытаний определялись коэффициенты нормальной и боковой жесткости и параметры отпечатка. Из рис. 1 видно, что зависимости коэффициента нормальной жесткости (c_z) от давления в обеих шинах носят линейный характер во всем диапазоне изменения давления. Испытания показали, что жесткость (определяемая при $p_w = 0$) резинокордного каркаса шины Р в 1,75 раз меньше, чем шины Д. В рабочем диапазоне изменения давления воздуха (0,09...0,12 МПа) значения c_z этих шин практически одинаковы (отличие составляет не более 5 %).

Значения коэффициентов боковой жесткости (c_y), контурной площади контакта (F_k), среднего давления в зоне контакта (p_p) в зависимости от нормальной от нормальной нагрузки G_k на колесо и давления воздуха в шинах представлены в табл. 1 (среднее давление в зоне контакта определялось расчетным путем как частное от деления нормальной нагрузки на контурную площадь контакта).

Различия боковых жесткостей шин незначительно (в пределах погрешности эксперимента). Контурная площадь контакта и среднее давление в зоне контакта шин Р и Д также практически одинаковы. Таким образом, при значительном изменении угла наклона нитей корда в каркасе шины статические упругие характеристики ее изменяются несущественно.

С целью определения неупругого сопротивления шин, которое чаще всего оценивается коэффициентом демпфирования K , были проведены специальные испытания. Коэффициент демпфирования определялся по затуханию свобод-

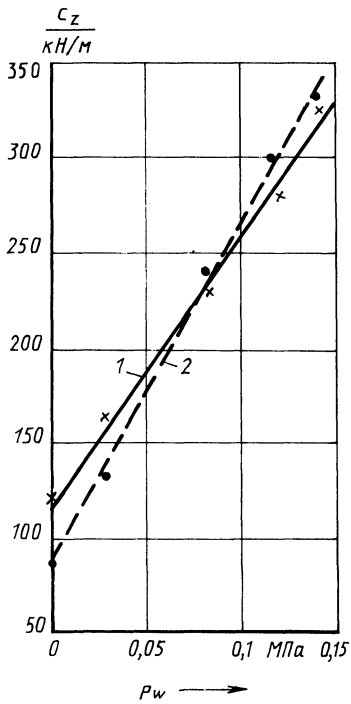


Рис. 1. Зависимость нормальной жесткости шин от давления воздуха в них: 1 — шина 11,2-20 мод. Ф-35 Д; 2 — 11,2-20 мод. Ф-35 Р

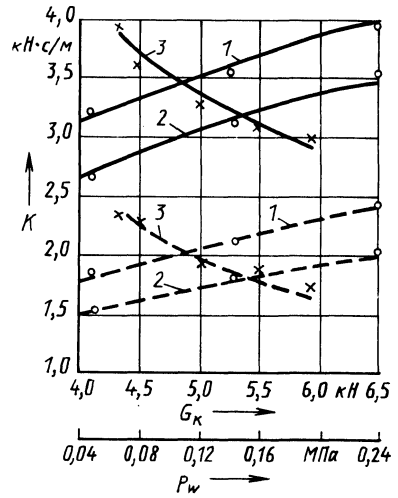
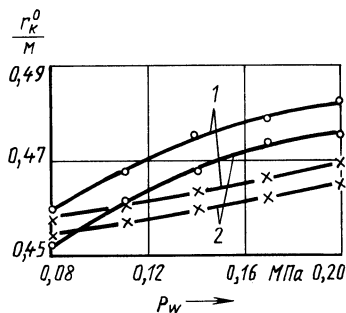


Рис. 2. Зависимость коэффициента демпфирования шин от нормальной нагрузки (1, 2) и давления воздуха в шине (3): 1 — $p_w = 0,16$ МПа; 2 — $p_w = 0,1$ МПа; 3 — $G_k = 5,3$ кН; — шина 11,2-20 Д; - - - 11,2-20 Р

Табл. 1. Результаты статических испытаний шин

Обозначение шины	p_w , МПа	G_k , кН	c_y , кН/м	F_k , м ²	$p_{ср}$, МПа
11,2-20 мод. Ф-35 радиальная	0,1	4	133,4	0,0198	0,202
		7	132,7	0,0385	0,182
		10	160,2	0,0518	0,193
	0,16	4	155,5	0,0163	0,245
		7	164,8	0,0310	0,226
		10	172,3	0,0375	0,266
11,2-20 мод. Ф-35 диагональная	0,1	4	135,5	0,0223	0,185
		7	141,5	0,0366	0,191
		10	160,8	0,0485	0,206
	0,16	4	170,5	0,0218	0,183
		7	176,4	0,0333	0,211
		10	180,1	0,0416	0,241

Рис. 3. Зависимость радиуса качения колеса в ведомом режиме по асфальту от давления воздуха в шине:
 1 - $G_{\text{к}} = 6,3$ кН; 2 - $G_{\text{к}} = 9$ кН;
 - x - шина 11,2-20 P; · - - 11,2-20Д



ных колебаний одиночного колеса при различных давлениях воздуха в шине и нормальной нагрузке. Результаты испытаний представлены на рис. 2. Демпфирующая способность шин P и Д с ростом p_w падает, а с увеличением $G_{\text{к}}$ возрастает. Характер нелинейных зависимостей $K = f(p_w, G_{\text{к}})$ для обеих шин одинаков. Во всем диапазоне изменения давлений и нагрузок коэффициент демпфирования радиальной шины примерно в 1,75 раза ниже, чем диагональной.

Были проведены также дорожные испытания на сухой асфальтированной дороге с целью определения радиусов качения колес в ведомом режиме. Результаты опытов при различных нормальной нагрузке и давлении воздуха в шинах показаны на рис. 3. Как видно из графиков, зависимость радиусов качения колес с шинами P и Д в ведомом режиме от давления воздуха в шинах неодинакова. При радиальной шине эта зависимость носит линейный характер, При этом радиус качения колеса с радиальной шиной в меньшей степени зависит от изменения давления воздуха в шине, чем с диагональной.

Полученные экспериментальные данные могут быть использованы при решении ряда задач тяговой динамики колесных тракторов, а также в теоретических исследованиях плавности хода тракторов при комплектации их различными шинами.

УДК 629.114.2

А.И. СКУРТУЛ, канд.техн.наук,
 А.П. СТЕЦКО (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ–МУФТА СЦЕПЛЕНИЯ–ТРАНСМИССИЯ–МТА–КОЛЕСО– ПОЧВА

Разработана математическая модель трактора 4К4 с двухдисковой муфтой сцепления (МС), агрегирующего с n прицепами. Расчетная схема МС приведена на рис. 1.

Математическая модель представляет собой совокупность следующих уравнений:

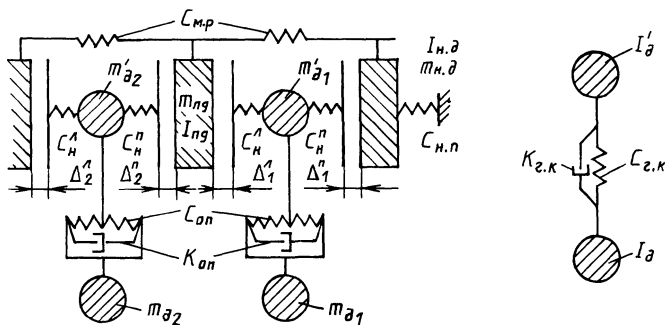


Рис. 1. Расчетная схема муфты сцепления

$$\begin{aligned}
 m_{н.д} \ddot{x}_{н.д} &= P_{пр} - R_{м.р1} - R_{н1}^n - P_{тр}^{н.д} \cdot \text{sign } \dot{x}_{н.д} \\
 m_{п.д} \ddot{x}_{п.д} &= R_{м.р1} - R_{м.р2} + R_{н1}^n - R_{н2}^n - P_{тр}^{п.д} \cdot \text{sign } \dot{x}_{п.д}; \\
 m'_{дi} \ddot{x}'_{дi} &= R_{ни}^n - R_{ни}^n - R_{опi}, \quad i = 1, 2; \\
 m_{ди} \ddot{x}_{ди} &= R_{опi} - P_{три} \cdot \text{sign } \dot{x}_{ди}, \quad i = 1, 2; \\
 I'_{ди} \ddot{\alpha}'_{ди} &= M_{три} - R_{г.ки}, \quad i = 1, 2; \\
 (I_{в.в} + \sum_{i=1} I_{ди}) \ddot{\alpha}_{в.в} &= \sum_{i=1} R_{г.ки} - M_{д1}; \\
 (I_{дв} + I_{п.д} + I_{н.д}) \ddot{\alpha}_{дв} &= M_{дв} - \sum_{i=1} M_{три}; \\
 I_{тр} \ddot{\alpha}_{тр} &= M_{д1} - M_{д2}/i_2 - M_{д3}/i_3; \\
 m_{т} \ddot{x}_{т} &= R_{\eta}^n + R_{\eta}^3 - R_{сц1} - R_{соп}; \\
 I_{к}^n \ddot{\theta}^n &= M_{д3} - R_{\eta}^n r_{к}^n; \\
 I_{к}^3 \ddot{\theta}^3 &= M_{д2} - R_{\eta}^3 r_{к}^3; \\
 m'_i \ddot{x}'_i &= R_{сци} - R_{сци+1} - R_{сопi}, \quad i = 1 \dots n-1; \\
 m_n \ddot{x}_n &= R_{сци} - R_{сопn}
 \end{aligned} \quad (1)$$

где $m_{н.д}$, $m_{п.д}$, $m'_д$, $m_{дi}$, $I_{н.д}$, $I_{п.д}$, $I'_{ди}$, $I_{ди}$, $x_{н.д}$, $x_{п.д}$, $x'_{ди}$, $x_{ди}$ — массы, моменты инерции и перемещения нажимного, промежуточного и ведомых дисков МС; $R_{м.р1}$, $R_{ни}^n$, $R_{ни}^n$, $R_{опi}$, $R_{г.ки}$ — реакции механизмов разведения, левой и правой фрикционных накладок, стального основания и демпфирующих устройств ведомых дисков; $P_{тр}$ — силы трения в шлицевых соединениях МС; $P_{пр}$

сила, действующая на нажимной диск со стороны привода; $M_{\text{тp}i}$ – момент трения на ведомых дисках; $I_{\text{дв}}, I_{\text{в.в}}, I_{\text{тp}}, \alpha_{\text{дв}}, \alpha_{\text{в.в}}, \alpha_{\text{тp}}$ – моменты инерции и угловые перемещения двигателя, ведомого вала и трансмиссии; $M_{\text{дв}}$ – момент двигателя; $M_{\text{д}i}$ – динамические моменты на ведомом валу ($i = 1$), задних ($i = 2$) и передних ($i = 3$) колесах трактора; i_j – передаточные отношения трансмиссии к передним ($j = 1$) и задним ($j = 2$) колесам; $m_{\text{т}}, m_i, x_{\text{т}}, x_i, R_{\text{соп}}^{\text{т}}, R_{\text{соп}i}$ – массы, перемещения и силы сопротивления трактора и прицепов; $I_{\text{к}}^{\text{п}(3)}, \theta^{\text{п}(3)}, r_{\text{к}}^{\text{п}(3)}$ – моменты инерции, угловые перемещения и радиусы качения передних (задних) колес; $R_{\eta}^{\text{п}(3)}$ – силы тяги на передних (задних) колесах; n – число прицепов.

Входящие в уравнения (1) реакции отдельных элементов МС рассчитываются следующим образом:

$$\begin{aligned} R_{\text{м.р}1} &= c_{\text{м.р}} (x_{\text{н.д}} - x_{\text{п.д}}); R_{\text{м.р}2} = c_{\text{м.р}} x_{\text{п.д}}; \\ R_{\text{н}1}^{\text{п}} &= c_{\text{н}}^{\text{п}} (x_{\text{н.д}} - x_1' - \Delta_1^{\text{п}}); R_{\text{н}1}^{\text{л}} = c_{\text{н}}^{\text{л}} (x_1' - x_{\text{п.д}} - \Delta_1^{\text{п}}); \\ R_{\text{н}2}^{\text{п}} &= c_{\text{н}}^{\text{п}} (x_{\text{п.д}} - x_2' - \Delta_2^{\text{п}}); R_{\text{н}2}^{\text{л}} = c_{\text{н}}^{\text{л}} (x_2' - \Delta_2^{\text{п}}); \\ R_{\text{оп}i} &= c_{\text{оп}} (x_i' - x_i) + k_{\text{оп}} (\dot{x}_i' - \dot{x}_i); \\ R_{\text{г.к}i} &= c_{\text{г.к}} (\alpha_i' - \alpha_{\text{в.в}}) + k_{\text{г.к}} (\dot{\alpha}_i' - \dot{\alpha}_{\text{в.в}}), \end{aligned}$$

где $c_{\text{м.р}}$ – коэффициент жесткости элемента механизма разведения; $c_{\text{н}}^{\text{п}}, c_{\text{н}}^{\text{л}}$ – коэффициенты жесткости фрикционных накладок (правой и левой); $c_{\text{оп}}, c_{\text{г.к}}, k_{\text{оп}}, k_{\text{г.к}}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования стального основания и демпфирующих элементов ведомых дисков; $\Delta_i^{\text{п}(n)}$ – зазоры между дисками МС.

Для определения моментов трения на ведомых дисках использована зависимость

$$M_{\text{тp}i} = (R_{\text{н}i}^{\text{л}} f_{\text{тp}i}^{\text{л}} + R_{\text{н}i}^{\text{п}} f_{\text{тp}i}^{\text{п}}) r_{\text{тp}i},$$

где $r_{\text{тp}}, f_{\text{тp}}$ – средний радиус трения и коэффициент трения, являющийся функцией температуры, нагрузки, скольжения дисков [1].

Сила, действующая на нажимной диск МС со стороны привода,

$$P_{\text{пр}} = c_{\text{н.п}} (Ax_{\text{нач}} - x_{\text{н.д}}),$$

где $c_{\text{н.п}}$ – суммарная жесткость нажимных пружин; $x_{\text{нач}}$ – деформация нажимных пружин при полностью выключенной МС; A – коэффициент, определяемый законом включения МС; $0 \leq A \leq 1$.

Остальные параметры, входящие в систему уравнений (1), а также энергетические показатели МС рассчитываются по формулам, приведенным в рабо-

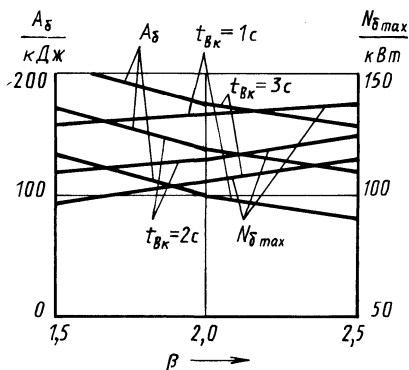


Рис. 2. Изменение работы (A_{δ}) и максимальной мощности ($N_{\delta \max}$) буксования в зависимости от коэффициента запаса β и продолжительности включения муфты сцепления $t_{\text{вк}}$

тах [2, 3, 4]. Указанная модель реализована в виде пакета программ применительно к ЕС ЭВМ.

Долговечность МС в значительной степени зависит от температурного режима, определяемого энергетическими показателями — работой и мощностью буксования МС. Результаты расчетов, проведенных с помощью упомянутого пакета программ, показали, что снижение коэффициента запаса β приводит к росту работы буксования, причем более интенсивному при меньшей продолжительности включения МС. Так, уменьшение β с 2,5 до 1,5 вызывает возрастание работы буксования на 4,3 % при $t_{\text{вк}} = 1$ с и на 26 % при $t_{\text{вк}} = 3$ с (рис. 2). Максимальная мощность трения в отличие от работы буксования с уменьшением β хотя и снижается, однако это снижение N_{δ} существенно (10...12 %) лишь при большой продолжительности включения МС. При этом динамические свойства МТА практически не изменяются.

Анализ результатов расчета, часть которых представлена на рис. 2, показал, что описанные выше изменения энергетических показателей МС обусловлены следующими. По мере снижения β момент, передаваемый МС, уменьшается. Вследствие этого продолжительность буксования МС становится существенно больше продолжительности ее включения. Поэтому можно сказать, что на работу буксования решающее влияние оказывает продолжительность буксования МС. В то же время максимальная мощность трения, как показывают расчеты, зависит не только от продолжительности буксования, но и от передаваемого МС момента и относительной скорости скольжения дисков. В результате по мере уменьшения коэффициента запаса $N_{\delta \max}$ существенно снижается при большой продолжительности включения МС и незначительно изменяется при ее резком включении.

Следует также отметить, что изменение коэффициента запаса и продолжительности включения МС практически не оказывают влияния на перепад угловой скорости двигателя в процессе включения муфты (рис. 2). Таким образом, падение частоты вращения двигателя при трогании МТА зависит в первую очередь от ее начального значения, массы агрегата и дорожных условий.

Наряду с преимуществами, о которых речь шла выше, снижение коэффициента запаса МС позволит также уменьшить динамическую нагруженность трансмиссии, о чем свидетельствуют зависимости на рис. 3.

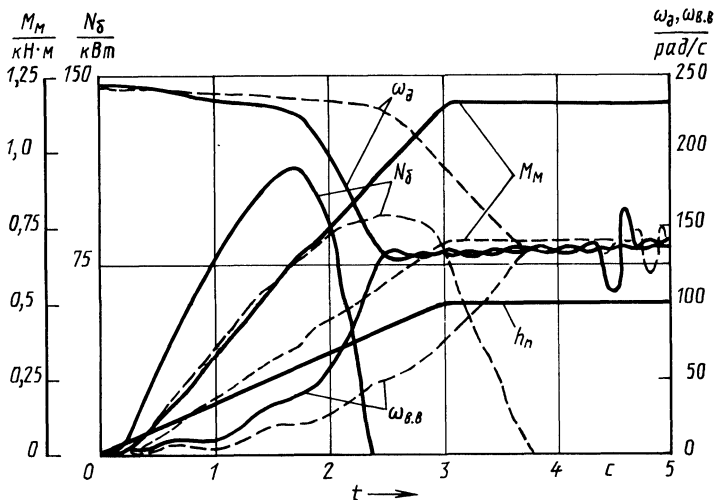


Рис. 3. Изменение угловых скоростей двигателя ($\omega_{\text{д}}$), ведомого вала муфты сцепления ($\omega_{\text{в.в.}}$), мощности буксования (N_{δ}) и момента трения муфты сцепления ($M_{\text{м}}$) при трогании МТА:

— $\beta = 2,5$; - - - - = 1,5

Таким образом, снизить мощность буксования МС и, следовательно, поверхностные температуры, от которых в наибольшей степени зависит ее долговечность, уменьшив при этом динамическую нагруженность трансмиссии, можно путем снижения коэффициента запаса до 2...2,1 и обеспечения продолжительности буксования МС не менее 2...2,5 с. Это возможно лишь при использовании "мокрых" МС, удовлетворительно работающих, как известно, в условиях длительных пробуксовок. Применение "сухих" МС, долговечность которых существенно зависит как от мощности, так и работы буксования, в этом случае недопустимо.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ч и ч и н а д з е А.В., Г и н з б у р г А.Г., А л у к е р И.Г. Тепловая динамика трения для муфт сцепления. — В кн.: Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа. М., 1980, с. 49–58.
2. В е р н и г о р В.А., С о л о н с к и й А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. — М., 1983. — 183 с.
3. С к у р т у л А.И., С т е ц к о А.П., С т е ц к о П.А. Некоторые результаты исследований работы муфт сцепления тракторов. — В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1984, вып. 19, с. 88–93.
4. С к у р т у л А.И. Исследование устойчивости движения тракторного поезда на базе трактора класса 14 кН при торможении. — Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1980. — 18 с.

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕЖОСЕВОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА НА ТРАКТОРЕ КЛАССА 2

Из-за существенных отличий в условиях работы полноприводных тракторов и автомобилей целесообразность применения межосевых дифференциалов на тракторах 4x4 не была достаточно обоснована. Поэтому в отечественном тракторостроении дифференциальный межосевой привод до сих пор не применялся, хотя за рубежом уже созданы модели энергонасыщенных тракторов 4x4, оснащенных межосевыми блокируемыми дифференциалами [4].

Цель данной работы – оценить и сравнить на стадии проектирования тягово-сцепные свойства полноприводного трактора с заблокированным и дифференциальным межосевыми приводами. После этого можно решать вопрос о целесообразности разработки и изготовления опытных образцов перспективных тракторов 4x4 с дифференциальным межосевым приводом.

В соответствии с поставленной целью были разработаны методики расчета тягово-сцепных свойств трактора 4x4 с дифференциальным [1] и заблокированным [2,3] межосевыми приводами, учитывающие нелинейность зависимости между касательной силой тяги и буксованием, а также перераспределение нормальных нагрузок на колеса в зависимости от крюковой нагрузки. Тягово-сцепные свойства тракторов 4x4 с различными межосевыми приводами оценивались по относительным (η_δ) и абсолютным (N_δ) потерям мощности на буксование в зависимости от основного расчетного параметра трактора – суммарной касательной силы тяги $P_{к.с}$ – и закона распределения $P_{к.с}$ по ведущим мостам. Последний определяется кинематическим несоответствием теоретических окружных скоростей ведущих мостов m и передаточным числом межосевого дифференциала i_d соответственно при заблокированном и дифференциальном межосевых приводах.

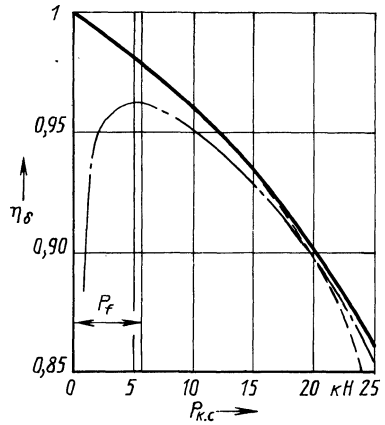
Расчеты проведены применительно к трактору класса 2 при следующих исходных данных: $h_{кр} = 0,75$ м, $L = 2,61$ м – соответственно высота приложения крюковой нагрузки и продольная база трактора; $G_{ст1} = 25,18$ кН, $G_{ст2} = 30,82$ кН – статические нагрузки на передний и задний ведущие мосты; $\varphi_1 = 0,51$, $\varphi_2 = 0,71$, $\kappa_1 = 7,4$, $\kappa_2 = 9,1$ – постоянные коэффициенты эмпирических зависимостей $P_{ки} = \varphi_i (1 - \exp(-\kappa_i \delta_i))$ касательных сил тяги от буксования переднего ($i = 1$) и заднего ($i = 2$) ведущих мостов; $P_f = 5,6$ кН – сила сопротивления движению трактора.

Рассмотрим работу описываемого трактора на поле под посев для следующих трех типов межосевого привода: заблокированный при $m = 0$, дифференциальный при постоянном $i_d = 2$ и заблокированный при $m = 0,04$. При сравнении тягово-сцепных свойств тракторов потери мощности на буксование η_δ и N_δ для этого типа привода приняты за 100 %.

Результаты расчетов приведены на рис. 1 и в табл. 1, откуда следует, что наименьшие потери мощности на буксование имеют место при заблокированном

Рис. 1. Зависимость КПД буксования трактора класса 2 от тяговой нагрузки и типа межосевого привода на поле под посев:

———— блокированный привод, $m = 0$; - - - - дифференциальный привод, $i_D = 2$; - · - · - · блокированный привод, $m = 0,04$



межосевом приводе и $m = 0$ во всем диапазоне изменения тяговых нагрузок. При малых и средних значениях $P_{к.с.}$, дифференциальном межосевом приводе и $i_D = 2$ потери мощности на буксование практически те же, что и при блокированном межосевом приводе и $m = 0$. Например, с ростом $P_{к.с.}$ от 0 до 14,4 кН нелинейное уменьшение КПД буксования (η_δ) для этих двух типов привода одинаково, а различие в абсолютных значениях N_δ не превышает 0,03 кВт, или 1,2% (см. табл. 1).

При блокированном межосевом приводе и $m = 0,04$ значительно увеличиваются потери мощности на буксование относительно минимально возможных при $m = 0$, особенно при невысоких тяговых нагрузках, когда касательные силы тяги на ведущих мостах могут иметь разные знаки.

Табл. 1. Сравнение потерь мощности на буксование трактора класса 2 в зависимости от силы тяги и типа межосевого привода

$P_{к.с.}$ кН	Блокированный межосевой привод				Дифференциальный межосевой привод	
	$m = 0$		$m = 0,04$		$i_D = 2$	
	η_δ	N_δ , кВт	η_δ	N_δ , кВт	η_δ	N_δ , кВт
0	1	0	0	0,278	1,0	0
2	0,993	0,039	0,945	0,319	0,993	0,039
4	0,985	0,159	0,961	0,444	0,985	0,159
6	0,978	0,369	0,961	0,655	0,978	0,369
8	0,969	0,675	0,957	0,955	0,969	0,676
10	0,960	1,088	0,951	1,364	0,960	1,092
12	0,951	1,620	0,943	1,893	0,951	1,632
14	0,940	2,285	0,934	2,559	0,940	2,316
16	0,929	3,104	0,924	3,379	0,928	3,173
18	0,917	4,099	0,912	4,380	0,915	4,245
20	0,903	5,303	0,899	5,593	0,899	5,603
22	0,888	6,760	0,884	7,062	0,881	7,372
24	0,870	8,531	0,867	8,852	0,856	9,832
26	0,850	10,71	0,846	11,06	0,819	13,84

Дифференциальный межосевой привод при $i_d = 2$ позволяет улучшить тягово-сцепные свойства трактора по сравнению с существующим блокированным межосевым приводом в диапазоне тяговых нагрузок до 20 кН (рис. 1). Так, при движении трактора 4x4 с дифференциальным межосевым приводом при $i_d = 2$ на поле под посев холостым ходом η_δ увеличивается на 1,79 %, а при работе с тяговыми нагрузками 10 и 14 кН η_δ увеличивается соответственно на 0,95 и 0,64 %. Этот диапазон тяговых нагрузок достаточен для преодоления сопротивления большинства агрегатируемых с тракторами МТЗ сельскохозяйственных машин и орудий. При $P_{к.с.} > 20$ кН (что характерно лишь для энергоемких технологических операций, доля которых в общем времени работы трактора невелика) потери мощности на буксование при дифференциальном межосевом приводе начинают интенсивно увеличиваться и межосевой дифференциал необходимо блокировать. В этом случае также обеспечиваются меньшие потери мощности на буксование, чем у существующего блокированного привода, поскольку блокирование межосевого дифференциала не ведет к возникновению конструктивного кинематического несоответствия теоретических окружных скоростей ведущих мостов.

Отметим, что для более твердых опорных поверхностей диапазон изменения тяговых нагрузок, при которых возможно использование дифференциального межосевого привода без его принудительного блокирования, расширяется.

Таким образом, расчетным путем на стадии проектирования, путем оценки и сравнения тягово-сцепных свойств трактора 4x4 класса 2 с блокированным и дифференциальным межосевым приводами с учетом нелинейности зависимости между касательной силой тяги и буксованием, перераспределения нормальных нагрузок на колеса в зависимости от крюковой нагрузки, различных массо-геометрических параметров трактора и конструктивных параметров его межосевого привода установлено, что наименьшие потери мощности на буксование соответствуют режиму равенства буксований ведущих мостов. В случае блокированного межосевого привода такой режим достигается при отсутствии кинематического несоответствия. В общем случае дифференциального межосевого привода для получения наименьших потерь мощности на буксование необходимо обеспечить регулирование распределения тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам. Применение на тракторе класса 2 дифференциального межосевого привода с постоянным передаточным числом, равным двум, позволяет не только улучшить поворачиваемость трактора, но и повысить его тягово-сцепные свойства по сравнению с существующим блокированным межосевым приводом в диапазоне малых и средних крюковых нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Потери на буксование машины типа 4x4 с дифференциальным приводом. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1982, вып. 17, с. 73–77.
2. Стригунов С.И., Лефаров А.Х. Распределение тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4x4 с автоматизированным межосевым приводом. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1983, вып. 18, с. 87–93.
3. Лефаров А.Х., Стригунов С.И. Потери мощности трактора типа 4x4 при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием. – В кн.: Механизация лесоразработки и транспорт леса. Минск, 1981, вып. 11, с. 131–134.
4. Dohne E. Schluter nat der DLG-Ausstellung – Landtechnik, 1974, 29, N 10, p. 448–452.

СНИЖЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СКОРОСТНОГО САМОХОДНОГО ШАССИ ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ ПО ТВЕРДОМУ ПОКРЫТИЮ

Проведенный на основе системного подхода анализ технических требований к семейству скоростных транспортно-технологических машин для внесения минеральных удобрений, находящихся в различных физических состояниях (твердые, жидкие, газообразные, пылевидные), показывают, что такая гамма машин должна разрабатываться на базе унифицированного шасси высокой проходимости [1].

Примером подобной реализации является самоходная машина МВУ-30, модификации которой предназначены для внесения твердых минеральных удобрений и известковых материалов, жидких минеральных удобрений и ядохимикатов, пылевидных мелиорантов [2].

Важнейшими требованиями, которым должно удовлетворять унифицированное шасси, является высокая проходимость, в том числе в ранневесенний период на почвах со слабой несущей способностью, минимальные колееобразование и уплотнение почвы. Это достигается оборудованием шасси специальной ходовой системой, включающей широкопрофильные высокоэластичные пневматические шины, давление воздуха в которых поддерживается системой централизованной накачки шин (ЦНШ) [3]. Параметры шин и настройку регулятора ЦНШ, как правило, определяют из условия достижения наибольшей агрофильности ходовой системы.

Наряду с этим в зависимости от применяемой технологии и организации работ по внесению удобрений самоходная машина может использоваться и как транспортная. Определенная часть внутрихозяйственных дорог уже в настоящее время имеет твердое покрытие, а Продовольственной программой СССР предусматривается значительное увеличение протяженности сельских дорог с твердым покрытием.

Вместе с тем особенности работы высокоэластичных широкопрофильных шин низкого давления изучены недостаточно, в частности при движении по твердой опорной поверхности. Так, отсутствует достоверная информация о сопротивлении качению по твердому покрытию, необходимая, например, для выбора параметров трансмиссии с целью достижения наибольшей производительности и топливной экономичности при заданном уровне энергонасыщенности машины [4].

Экспериментально исследовано сопротивление движению машины МВУ-30 по асфальтобетонному покрытию. Опыты проводили на горизонтальном участке шоссе при движении в установившемся скоростном режиме. К числу факторов, наиболее явно влияющих на мощность сопротивления движению, априорным ранжированием по методу экспертных оценок отнесены полная масса машины m , внутришинное давление p_w и скорость движения v .

Значительное сокращение объема экспериментальных работ достигается

при использовании методов теории планирования эксперимента, особенно при применении ортогональных планов первого порядка. Однако в большинстве случаев линейные модели весьма грубо отражают существо изучаемых явлений и указанные планы более пригодны при поиске экстремальных условий, нежели для проведения экспериментов с целью идентификации исследуемых процессов [5]. Планы же, позволяющие получить уравнения регрессии более высоких порядков, характеризуются повышенной трудоемкостью.

Известный компромисс представляет многофакторный эксперимент на основе так называемого "греко-латинского" квадрата [6]. В результате реализации такого плана получаются усредненные функциональные зависимости изучаемой характеристики от данного фактора. Для получения конкретного значения характеристики в данной точке факторного пространства используется формула, которая для мощности сопротивления движению имеет вид:

$$N_f = f_1(v) f_2(p_w) f_3(m), \quad (1)$$

где f_1, f_2, f_3 — функции любой сложности.

Принято число уровней факторов $n = 4$, план эксперимента приведен в табл. 1.

Результаты экспериментальных исследований приведены в табл. 2.

По данным реализации многофакторного эксперимента с использованием метода наименьших квадратов рассчитаны частные уравнения регрессии для компонентов уравнения (1). В итоге получено обобщенное уравнение, описывающее зависимость мощности (кВт) сопротивления движению самоходной

Табл. 1. Матрица плана экспериментального исследования сопротивления движению самоходной машины на широкопрофильных шинах

$v, \text{ м/с}$	Полная масса шасси (кг) при $p_w, \text{ кПа}$			
	90	110	130	150
2,7	8858	12449	14397	16640
5,0	12449	14397	16640	8858
7,5	14397	16640	8858	12449
11,0	16640	8858	12449	14397

Табл. 2. Мощность сопротивления движению самоходной машины МВУ-30 по асфальту

$v, \text{ м/с}$	N_f (кВт) при $p_w, \text{ кПа}$			
	90	110	130	150
2,7	2,79	6,78	5,09	7,66
5,0	14,32	14,00	15,42	5,77
7,5	29,87	46,32	14,44	24,58
11,0	66,32	16,67	37,46	45,1

машины типа МВУ-30 по горизонтальному асфальтобетонному шоссе от полной массы (кг), скорости движения (м/с) и внутрিশинного давления (кПа) :

$$N_f = 4,14 \cdot 10^{-9} (0,674 m^2 + 361 m) (0,192 v^2 + 1,522v) [3,44 + 2634,84 / (101,3 + p_w)]$$

На основании этой зависимости определены энергетические характеристики движения самоходного шасси на высокоэластичных широкопрофильных шинах по недеформированному основанию, представленные на рис. 1.

Полученное математическое описание затрат мощности на передвижение самоходного шасси по дорогам с твердым покрытием позволяет проанализировать степень совершенства ходовой системы и ее привода, а также оценить эффективность некоторых предложений, касающихся, в частности, конструктивной схемы трансмиссии и общей компоновки машины.

Рис. 1. Зависимость мощности сопротивления движению самоходной машины на высокоэластичных широкопрофильных шинах по асфальтобетонному горизонтальному шоссе от параметров машины и скоростного режима:

1 - $p_w = 50$ кПа; 2 - 100; 3 - 150 кПа;
 ————— полная масса 16 500 кг;
 - - - - - 8 500 кг

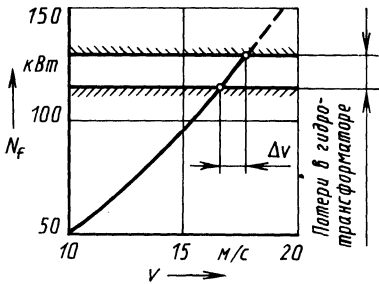
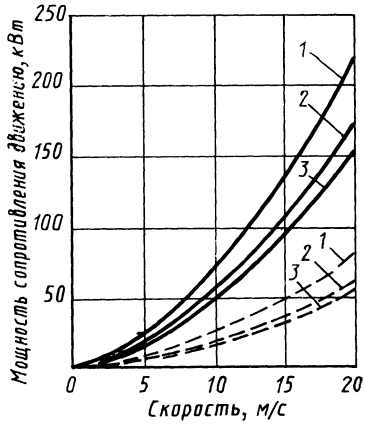


Рис. 2. К оценке эффективности блокировки гидротрансформатора (полная масса машины 16 500 кг, внутрিশинное давление 150 кПа)

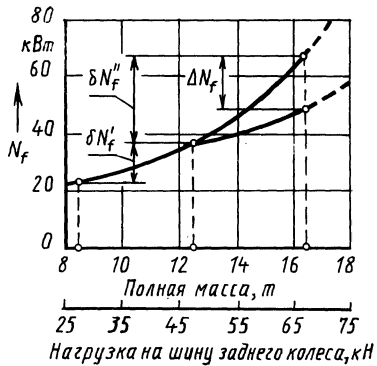


Рис. 3. К энергетической оценке радиальной нагруженности широкопрофильных шин при движении по асфальтобетонному шоссе ($v = 12$ м/с; $p_w = 150$ кПа)

Как следует из графиков, энергетически обеспечено движение машины полной массой 16500 кг, оснащенной двигателем мощностью 154 кВт, со скоростью не менее 16 м/с (56 км/ч). В то же время передаточные числа трансмиссии опытно-промышленных образцов машины МВУ-30 не позволяют получать максимальную скорость более 46...48 км/ч, что снижает их транспортную производительность.

Снижению энергоемкости в транспортном режиме способствует блокировка гидротрансформатора, включение которой целесообразно при движении на высшей (транспортной) передаче (рис. 2). При мощности, подводимой к полуосям ведущих колес при заблокированном гидротрансформаторе, порядка 130 кВт, уменьшение затрат мощности составляет не менее 16 кВт, что равноценно приросту максимальной скорости движения на 1,4 м/с, или на 8,5 %.

Практический интерес представляет зависимость мощности сопротивления движению от полной массы машины или, что то же самое, от радиальной нагруженности шин. Она носит явно выраженный нелинейный характер (рис. 3). Так, если при загрузке первых 4000 кг удобрений в бункер (увеличении полной массы машины с 8500 до 12500 кг) мощность сопротивления движению возрастает на $\delta N_f'$, то при загрузке следующих 4000 кг (увеличении полной массы до 16500 кг) — на $\delta N_f''$, причем $\delta N_f'' \gg \delta N_f'$.

Вероятной причиной проявления описанной закономерности являются повышенные неупругие потери в шинах при радиальной нагрузке более 4500 кг. Для снижения сопротивления движению машины на высокоэластичных шинах по твердому покрытию можно предусматривать установку дополнительной несущей оси, воспринимающей часть нагрузки при заполненном бункере и поднимаемой при порожних переездах (по типу автомобиля МАЗ-516). Как следует из рис. 3, снижение мощности сопротивления движению при уменьшении радиальной нагруженности шин задних колес путем применения дополнительной оси может составить $\Delta N_f = \delta N_f'' - \delta N_f'$. При скорости движения 12 м/с и внутришинном давлении 150 кПа $\Delta N_f = 19$ кВт, причем с увеличением скорости эффективность предлагаемого решения возрастает.

Результаты исследования могут быть использованы при проектных расчетах и для оптимизации на его базе параметров унифицированного шасси и сельскохозяйственных машин в процессе их доводки и дальнейшего совершенствования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ш а л я г и н В.Н. Системный подход к созданию транспортных средств повышенной проходимости. — Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1984, № 11, с. 9–12. 2. Машины для внесения минеральных удобрений/В.А. Скотников, В.Н. Кондратьев, И.Р. Размыслович, Г.В. Оседач. — Минск, 1981. — 200 с. 3. Централизованная накачка шин машины для внесения минеральных удобрений МВУ-30/А.И. Бобровник, В.С. Чешун, Ю.А. Ким, Г.С. Сочивко. — В кн.: Взаимодействие ходовых систем с почвогрунтами: Тез. докл. науч.-метод. конф. Минск, 1983, с. 49–51. 4. П е т р у ш о в В.А., М о с к о в к и н В.В., Е в г р а ф о в А.Н. Мощностной баланс автомобиля. — М., 1984. — 159 с. 5. К у ш е л ь В.Ю. Исследование энергетических качеств самоходного картофелеуборочного комбайна и обоснование его оптимальных параметров: Автореф. Дис. ... канд.техн. наук. — Минск, 1978. — 20 с. 6. Ш е н к Х. Теория инженерного эксперимента. — М., 1972. — 381 с.

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ТЕПЛООБМЕНА МОТОРНО-СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" БПИ изготовлен стенд, позволяющий проводить экспериментальные исследования воздушного и жидкостного трактов систем теплообмена моторно-силовых установок.

Конструкция стенда позволяет имитировать реальный гидравлический тракт, к которому подключен теплообменник. При проектировании воздушного коридора стенда учитывались требования, предъявляемые к аэродинамическим трубам по созданию потока высокого качества: в рабочей части коридора поле скоростей воздуха должно быть равномерным и установившимся, изменение скорости потока — не превышать $\pm 1\%$, а градиент статического давления по всей длине рабочей части — отсутствовать.

Стенд (рис. 1) компактной конструкции расположен в двух уровнях испытательного бокса. Конструкция включает в себя основные системы — воздухо- и теплоснабжения, а также вспомогательные: питания топливом; удаления отработавших газов; гидравлического привода; электроснабжения; приборного обеспечения исследований и контроля за работой систем стенда.

Система для исследования аэродинамики объекта включает воздушный коридор 4 с направляющим 14 и спрямляющим 5 аппаратами, подающим 22 и отводящим 21 вентиляторами и воздушными коробами 6, а также воздушный тракт исследуемого объекта.

Система для исследования жидкостного тракта теплообменника — это резервуар 7 для жидкости, исследуемый объект 3 и трубопроводы 8, соединяющие резервуар с системой разогрева 25, 26 и системой регулирования температуры охлаждающей жидкости.

Система для создания и поддержания рабочей температуры охлаждающей жидкости состоит из двух жидкостных подогревателей ПЖД600 25 и двух теплообменников 26, использующих тепло отработавших газов, а также полноразмерного двигателя 2 для имитации динамики тепловыделения, когда это требуется условиями испытаний.

Система питания топливом обеспечивает работу подогревателей и двигателя и состоит из топливного бака 20 и подводящих трубопроводов с кранами 23.

Вытяжной вентилятор 19 и трубопроводы 24 составляют систему удаления отработавших газов.

Система гидравлического привода предназначена для передачи энергии агрегатам с гидромеханическим приводом; она состоит из бака 10, шестеренчатого насоса 12, приводимого агрегата, трубопроводов высокого и низкого давления 11.

Система энергоснабжения включает всех потребителей электрической энергии на стенде, силовой шкаф 17, пульт управления 18, а также устройство задания циклов нагружения двигателя, балансирующую машину 1, двигатель постоянного тока 13, электрокабель 16.

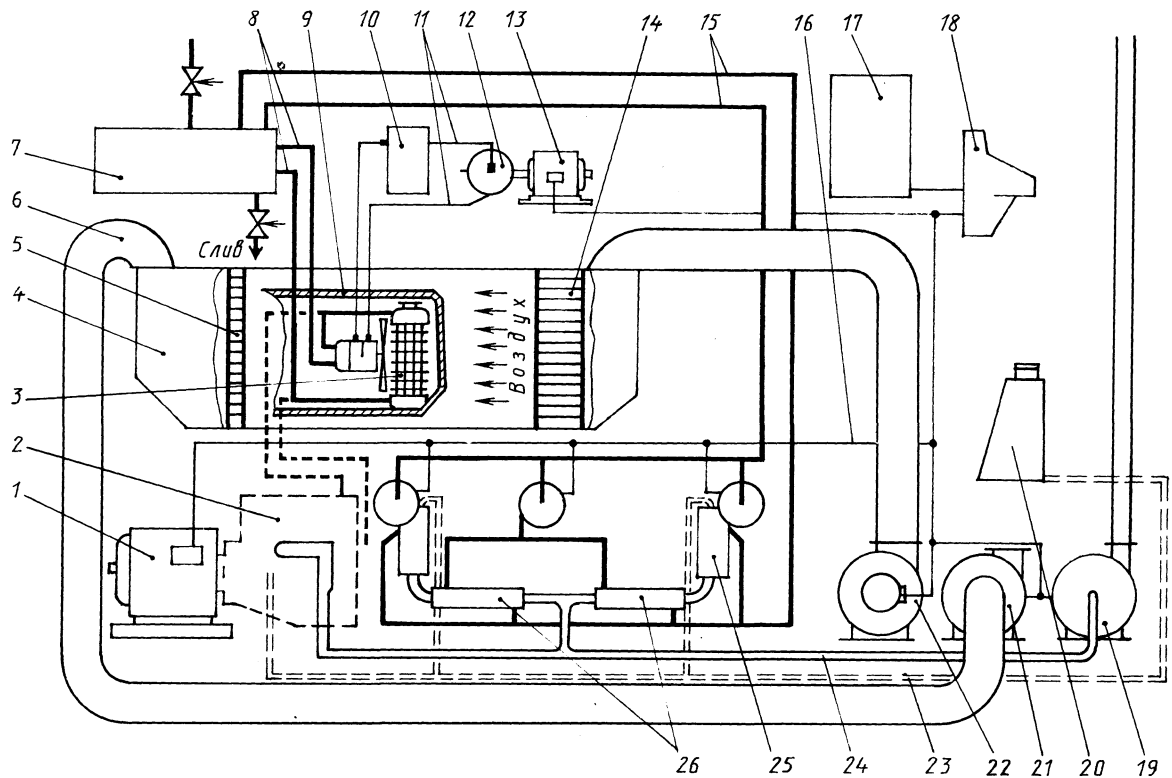


Рис. 1. Схема стенда для исследования систем теплообмена моторно-силовых установок

Система приборного обеспечения исследований и контроля за работой систем — это датчики и регистрирующие приборы для исследования характеристик движения воздуха и охлаждающей жидкости, приборы для снятия характеристик ДВС, а также контрольно-измерительные приборы системы энерго-снабжения.

Основные показатели стенда

Поперечное сечение воздушного коридора	1500x2000 мм
Длина рабочей части	3500 мм
Тепловая производительность	150 кВт
Диапазон измерения скорости набегающего воздушного потока	0...15 м/с

Конструкция стенда позволяет: проводить исследования жидкостного и воздушного тракта теплообменника, а также аэродинамики подкапотного пространства. Раздельная установка капотированного отсека в воздушном коридоре и ДВС позволяет в процессе исследования широко варьировать степень заполнения подкапотного пространства; изменять ориентацию теплообменника в пространстве; имитировать набегающий поток воздуха; изменять геометрию и характеристики гидравлического и воздушного трактов теплообменника.

УДК 631.431.73

Б.Е. ЖЕЛЕЗКО, канд.техн.наук,
В.С. КОРВИН-КУЧИНСКИЙ,
Б.Е. ПЫШКИН (БПИ)

РЕГУЛЯТОР ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Термостат двигателя регулирует расход жидкости через радиатор, при этом наблюдаются некоторые негативные явления. В холодное время возникает опасность замораживания воды в радиаторе. В случае переохлаждения в нем незамерзающей жидкости поступление ее в рубашку охлаждения двигателя может вызвать термический удар и выход из строя гильзы цилиндра. Вследствие негерметичности клапанов термостата при перетекании жидкости по перепускному трубопроводу снижается эффективность теплообмена в радиаторе. При установке термостата затраты топлива на привод вентилятора и водяного насоса не снижаются.

Более эффективно регулирование температуры охлаждающей жидкости изменением расхода воздуха через радиатор с помощью жалюзи и выключением вентилятора. Для определения значимости различных средств регулирования температуры жидкости проведен эксперимент в реальных условиях эксплуатации автомобиля МАЗ-73101 при -38°C . Этот эксперимент показал, что эффективность регулирования температуры жидкости вентиляторами более чем в 3 раза выше, чем с помощью жалюзи.

Для данного автомобиля регулятор управления электромагнитной муфтой вентилятора должен обладать требуемой чувствительностью к изменению

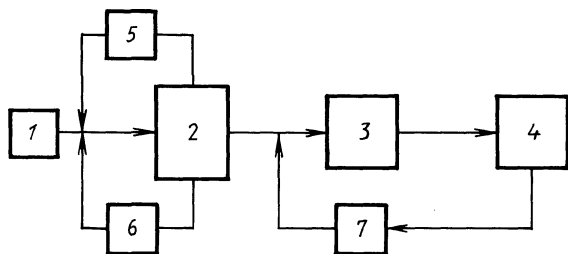


Рис. 1. Блок-схема регулятора температуры охлаждающей жидкости

температуры охлаждающей жидкости, мощностью выходного сигнала не менее 3 А и в то же время обеспечивать возможность включения муфты во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала. В связи с большими динамическими нагрузками в приводе вентилятора технические условия на эксплуатацию автомобиля МАЗ-73101 не допускают включение муфты при частоте вращения более 1000 об/мин.

Разработан и испытан на стенде регулятор температуры охлаждающей жидкости релейного типа (рис. 1), позволяющий применять электромагнитные муфты в качестве исполнительных механизмов на двигателях любой мощности. Он предназначен для поддержания установленного диапазона температур двигателя, а также для снижения нагрузки на механизм привода вентилятора при включении муфты на любых частотах вращения. Особенность регулятора — использование в качестве датчика транзистора с целью повышения точности срабатывания регулятора, а также электронного демпфирующего устройства, позволяющего снизить нагрузки на механизм привода вентилятора.

Регулятор работает следующим образом. При достижении определенной температуры охлаждающей жидкости, на которую регулятор настроен с помощью задатчика 5, сигнал с датчика 1 поступает на собственно регулятор 2, который включает исполнительный механизм 4 через демпфирующее устройство 3. Время разгона вентилятора регулируется задатчиком времени 7. После разгона вентилятора до частоты вращения $n_B = i(n_N - 1000)$ (i — передаточное число механизма привода вентилятора; n_N — частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности двигателя) ступень разгона отключается и вступает в работу основной блок — собственно регулятор 2.

Температура включения вентилятора изменяется с помощью задатчика температуры 5 в пределах 40...100 °С с точностью до 1 °С. Температура, при которой срабатывает регулятор, определялась по формуле

$$t_{\text{вкл}} = t_{\text{max}} - t_{\text{д}} - t_1 - t_2,$$

где t_{max} — верхний предел рекомендуемой температуры жидкости; $t_{\text{д}}$ — динамический заброс температуры; t_1, t_2 — погрешность соответственно настройки и самого регулятора.

Вследствие того что рекомендуемая температура охлаждающей жидкости двигателей 75...95 °С, нет необходимости включать и выключать вентилятор при изменении температуры на 1...2 °С. В регуляторе предусмотрена возмож-

ность изменения дифференциала температуры (степени нечувствительности) от 4 до 30 °С с помощью задатчика дифференциала 6. При снижении температуры до установленной включается электромагнитная муфта.

Испытания регулятора на стенде показали высокую точность включения и выключения электромагнитной муфты, его высокую надежность. Использование демпфирующего устройства способствует снижению нагрузки на механизм привода более чем в два раза. При включении муфты вручную наибольшее значение момента тормозного устройства при частоте вращения коленчатого вала 1500 об/мин составило 150 Н·м, а при использовании регулятора — всего 70 Н·м (рис. 2). Несмотря на то что применение демпфирующего устройства

обуславливает повышенную интенсивность изнашивания фрикционного кольца муфты, при допустимом числе включений 16 000 можно гарантировать работу привода без замены кольца до капитального ремонта двигателя.

Применение регулятора позволит увеличить долговечность механизма привода вентилятора и двигателя, ликвидировать влияние субъективного фактора на тепловое состояние двигателя, улучшить условия труда водителя и расширить область применения электромагнитных муфт с большой передаваемой мощностью.

УДК 621.431

В.В. КЛЕНИКСКИЙ (БПИ)

БАЛАНСИРОВКА КАРБЮРАТОРА ДВУХТАКТНОГО МОТОЦИКЛЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Способ устранения влияния сопротивления воздухоочистителя на состав топливной смеси балансировкой поплавковой камеры широко применяется для автомобильных карбюраторов. Балансировка осуществляется путем соединения воздушного пространства поплавковой камеры с входным воздушным патрубком карбюратора [1,2]. При этом в одно- и двухцилиндровых двухтактных мотоциклетных двигателях (далее — мотоциклетных ДВС) резко ухудшаются процессы смесеобразования и снижаются показатели работы двигателя.

Характер изменения давления во впускном тракте мотоциклетного ДВС и многоцилиндрового четырехтактного автомобильного различен. У мотоцик-

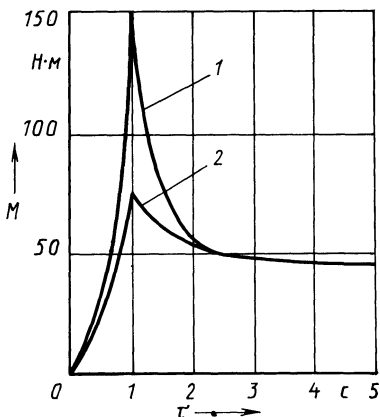


Рис. 2. Изменение нагрузки в приводе вентилятора при различных способах включения электромагнитной муфты: 1 — вручную; 2 — с помощью регулятора

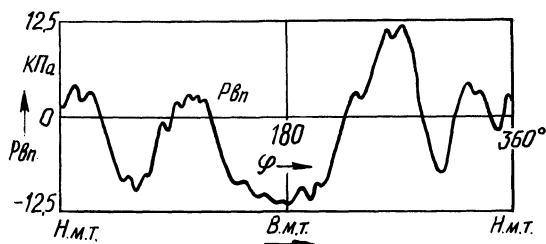


Рис. 1. Изменение давления во впускном трубопроводе двухтактного мотоциклетного двигателя ММВЗ-3.115

летного ДВС изменение давления во впускной трубе носит импульсный характер (рис. 1) при относительно низком среднем разрежении $\Delta p_{\text{д}}$ в диффузоре карбюратора ($\Delta p_{\text{д}} = 1,3 \dots 3$ кПа). Пульсации потоков воздуха во впускном трубопроводе мотоциклетного ДВС вызывают колебания воздуха и топлива в дозирующих системах карбюратора. В случае совпадения частоты собственных колебаний воздушной массы в системе впуска с частотой пульсаций воздушного потока наблюдается значительное рассогласование колебательных процессов в диффузоре и топливном распылителе карбюратора. По этой причине карбюраторы для мотоциклетных ДВС выполняются исключительно с вентилируемой (связанной с атмосферой) поплавковой камерой [3].

Стендовыми испытаниями одноцилиндрового двухтактного двигателя мотоцикла ММВЗ-3.115 зафиксировано существенное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя состояния воздухоочистителя (рис. 2, кривые 1, 2).

На безмоторном стенде в соответствии с ГОСТ 8002-74 проведены испытания штатных воздухоочистителей ММВЗ с бумажным фильтрующим элементом. Установлена низкая эффективность воздухоочистки: коэффициент пропуска ψ достигает 23,8 %. Разброс показателей сопротивления воздушному потоку новых фильтрующих элементов в состоянии поставки достигает 22...30 %.

Изменение сопротивления воздухоочистителя оказывает существенное влияние на параметры воздушного потока во впускном тракте мотоциклетного двигателя: разрежение в полости воздухоочистителя за фильтрующим элементом после 10 000 км пробега возрастает в 2 раза, качественный состав топливной смеси при этом определяется пониженным коэффициентом избытка воздуха.

Поэтому необходимо ввести в конструкцию карбюраторов мотоциклетного типа элементы, корректирующие работу дозирующих систем с учетом изменения сопротивления на входе во впускной тракт.

Предложена схема балансировки поплавковой камеры карбюратора, которая обеспечивает устойчивую и стабильную работу топливodosирующих систем. Из графиков на рис. 2 (кривые 3,4) видно, что для двигателя, укомплектованного сбалансированным карбюратором, увеличение эффективного удельного расхода топлива g_e в диапазоне частот вращения коленчатого вала 4500...5500 и 6000...6800 мин^{-1} составляет 4...6 %, в то время как для двига-

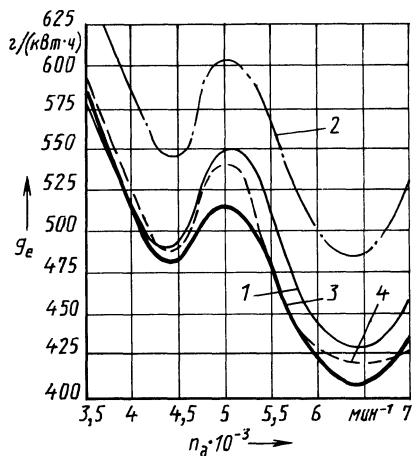


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя ММВЗ-3.115:
1, 2 — со штатной системой питания; 3, 4 — со "сбалансированным" карбюратором; 1, 3 — чистый воздухоочиститель; 2, 4 — воздухоочиститель после 10 000 км пробега мотоцикла

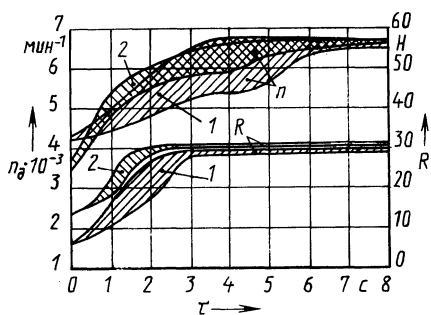


Рис. 3. Динамика разгона двигателя ММВЗ-3.115:
1 — со штатной системой питания; 2 — со "сбалансированным" карбюратором (области изменения n_d и R заштрихованы)

теля серийной комплектации — 12...16 % во всем скоростном диапазоне двигателя.

Оборудование гидротормозного стенда с малоинерционным ротором устройствами и приборами для регистрации основных показателей процессов изменения нагрузочных режимов мотоциклетных двигателей при резком открытии дроссельной заслонки карбюратора позволило зафиксировать динамику разгона двигателей различной комплектации. Сравнение текущих значений тормозного усилия R и частоты вращения коленчатого вала n_d двигателя с различными системами питания (рис. 3) позволяет отметить более стабильное и эффективное протекание процесса разгона для двигателя со сбалансированным карбюратором. Изменение значений n_d и R через 2 с после открытия дроссельной заслонки карбюратора у серийного двигателя с засоренным воздухоочистителем больше, чем у двигателя с модернизированной системой питания (на 54 и 75 % соответственно).

Сравнительные дорожные испытания мотоцикла ММВЗ-3.115 с серийной и модернизированной системами питания подтвердили эффективность предложенной схемы балансировки поплавковой камеры карбюратора. Результаты испытаний по определению эксплуатационного расхода топлива приведены в табл. 1. Некоторое снижение расхода топлива при модернизированной системе питания двигателя обусловлено более стабильной работой дозирующих систем карбюратора и использованием топливных смесей с повышенным коэффициентом избытка воздуха на переходных режимах работы двигателя.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Изменение показателей сопротивления мотоциклетного воздушного фильтра с бумажным фильтр-патроном существенно влияет на топливную эко-

Табл. 1. Изменение эксплуатационного расхода топлива мотоцикла ММВЗ-3.115 в зависимости от пробега

Параметр	Значения измеряемых параметров при пробеге мотоцикла до замены фильтрующего элемента воздухоочистителя, км				
	0	1540	4100	8200	10000
Средняя скорость движения при эксперименте, км/ч	61,79*	60,02	59,06	60,67	60,62
	60,45	59,84	58,91	59,67	60,62
Эксплуатационный расход топлива на 100 км пробега, л	4,589	4,736	4,712	4,982	4,990
	4,700	4,765	4,663	4,601	4,458
Изменение эксплуатационного расхода топлива на 100 км пробега, л	0	+0,15	+0,12	+0,39	+0,40
	0	+0,07	-0,04	-0,10	-0,25

* В числителе – показатели стандартной системы питания, в знаменателе – модернизированной.

номичность двигателя. Применение карбюраторов мотоциклетного типа с вентилируемой поплавковой камерой научно не обосновано и технически не представляется целесообразным.

2. Осуществление балансировки поплавковой камеры мотоциклетного карбюратора по предложенной схеме обеспечивает стабилизацию не только эксплуатационных показателей топливозоизирующих систем, но и оценочных показателей двигателя независимо от степени засоренности воздухоочистителя.

3. Применение модернизированной системы питания на мотоцикле ММВЗ-3.115 позволяет экономить в среднем 150...200 г топлива на 100 км пробега.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волчок Л.Я. Питание автотракторных двигателей. – Минск, 1962, ч. I. – 160 с.
2. Системы топливоподдачи автомобильных и тракторных двигателей / И.М. Ленин, О.М. Малашкин, Г.И. Самоль, А.В. Костров. – М., 1976. – 287 с.
3. Горбачев И.С., Соيفер И.И. Карбюраторы мотоциклетного типа. – Л., 1972. – 176 с.

УДК 621.436-752

Б.Е. ЖЕЛЕЗКО, канд. техн. наук,
В.Н. СУКОНКИН (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ, ИЗЛУЧАЕМОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ В РАМУ АВТОМОБИЛЯ

Силовая установка является основным источником вибраций в автомобиле и шума. Для уменьшения воздействия этих колебаний на шасси силовая установка устанавливается на упругих опорах. Обычно виброактивность силовой установки автомобиля оценивают по уровню вибраций ее опор, определяя

средние квадратические значения виброскорости в вертикальном, поперечном и продольном направлениях.

В судостроительной промышленности в качестве обобщенного критерия виброактивности двигателей предлагается принимать колебательную мощность [1]. Действительно, генерируемая дизелем на опорах колебательная мощность является функцией всех параметров, определяющих вибрацию двигателя: возбуждающих сил, жесткостных, инерционных и демпфирующих характеристик силовой установки.

Генерируемая на опорах вибрационная мощность отражается от опорных кронштейнов обратно в силовую установку и рассеивается в ее конструкции, а частично излучается в раму автомобиля. При этом излучаемая в раму вибрационная мощность в значительной мере зависит от характеристик амортизаторов подвески силовой установки и может быть существенно снижена на 85...98 % путем их правильного расчета [2].

При рассмотрении силовой установки как твердого тела на упругих опорах излучаемая в раму автомобиля вибрационная мощность $P_{из}$ может быть определена по колебательным скоростям в точках крепления установки к амортизаторам и по значениям действительной части полных входных сопротивлений R амортизаторов [3].

Установление взаимосвязи в широком диапазоне частот между всеми факторами, влияющими на вибрацию, пока не представляется возможным. Аналитическое описание двигателя как генератора вибрационной мощности на его опорных связях может быть в настоящее время выполнено только для диапазона частот до 200–250 Гц, в котором амортизированная силовая установка может рассматриваться как твердое тело, установленное на упругих опорах. При частотах выше 200–250 Гц силовая установка с дизелем колеблется как многомассовая система.

У силовых установок автомобилей вибрация в вертикальном направлении наибольшая. Поэтому в данной работе оценка виброизлучения силовой установкой осуществлялась по его вертикальной составляющей

$$P_{из} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n v^2 R_{ij}, \quad (1)$$

где v_{ij} — среднее квадратическое значение виброскорости j -й опоры силовой установки в вертикальном направлении, измеренное в i -й третьоктавной полосе частот; R_{ij} — активная составляющая полного входного сопротивления (механического импеданса) в вертикальном направлении j -го амортизатора:

$$R_{ij} = \eta_{zj} c_{zj} / (2\pi f_i), \quad (2)$$

где η_{zj} — коэффициент потерь; c_{zj} — динамическая жесткость j -го амортизатора подвески силовой установки в вертикальном направлении; f_i — среднегеометрическая частота для i -й полосы частот.

Суммирование по частотному диапазону удобно осуществлять в третьоктавных полосах частот, приведенных в табл. 1.

Входящие в формулу (2) характеристики амортизаторов η_{zj} и c_{zj} наиболее точно определяются экспериментально путем снятия резонансной кривой

Табл. 1. Расчет вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой с 12-цилиндровым двигателем в раму автомобиля при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$

Определяемый параметр	Значения параметра в третьоктавных полосах со среднегеометрической частотой, Гц													
	12	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
Среднее квадратическое значение виброскорости $v_{ij} \cdot 10^2, \text{ м/с}$	0,038	0,173	0,288	0,192	0,416	0,026	0,083	0,138	0,096	0,102	0,122	0,021	0,090	0,109
Активная составляющая полного входного сопротивления амортизатора $R_{ij}, \text{ Н·с/м}$	7535	5651	4521	3617	2870	2260	1808	1435	1130	904	723	565	452	362
Вибрационная мощность, излучаемая в раму автомобиля, $P_{из} \cdot 10^4, \text{ Вт}$	44,4	676,4	1499	533	1984	5,9	50	109,2	41,6	37,6	43,1	0,98	14,5	17,2
	Всего:				5013,3	(0,501 Вт)								
	$W = 0,68 \cdot 10^{-6}$													

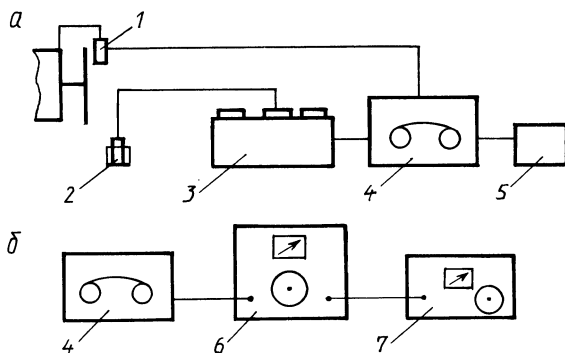


Рис. 1. Общая схема комплекта приборов для исследования колебаний силовой установки автомобиля:

a – измерение колебаний опор силовой установки; *б* – анализ колебаний; 1 – датчик частоты вращения; 2 – вибродатчик КД-35; 3 – усилитель с интегратором 01022 (“РФТ”, ГДР); 4 – магнитограф ТЕАГ Р-61 (Япония); 5 – контроль частоты вращения коленчатого вала; *б* – терцоктавный анализатор ТОА-111 (“РФТ”, ГДР); 7 – узкополосный анализатор 2010 (“Брюль и Кьер”, Дания)

амортизатора [4] (для резинометаллических амортизаторов подвески силовой установки с 12-цилиндровым двигателем $\eta_{zj} = 0,051$, $c_{zj} = 11,14 \cdot 10^6$ Н/м).

Измерение параметров вибрации опор силовой установки на автомобиле производилось комплектом приборов, включающим виброакселерометр, усилитель с интегрирующим устройством и магнитограф (рис. 1, *a*). Колебания силовой установки анализировались с помощью комплекта стационарной анализирующей аппаратуры (рис. 1, *б*).

Наибольший уровень колебательной скорости (зона резонанса) был зарегистрирован на опорах силовой установки при частоте вращения коленчатого вала в диапазоне $1100 \dots 1200 \text{ мин}^{-1}$. Поэтому расчет вибрационной мощности, излучаемой в вертикальном направлении в левую заднюю опору силовой установкой с 12-цилиндровым двигателем, был произведен для режима холостого хода двигателя при частоте вращения 1200 мин^{-1} . Резиновые элементы четырех опор подвески силовой установки имеют одинаковую жесткость. Принимаемая колебательную скорость на опорах одинаковой, считаем, что виброизлучение через все амортизаторы равномерное. Результаты расчета представлены в табл. 1.

Наиболее обобщенным критерием виброактивности амортизированной силовой установки следует считать отношение вибрационной мощности, излучаемой автомобильным двигателем в его опорные связи (т.е. в точки крепления его к раме автомобиля), к мощности двигателя *N*:

$$W = \frac{P_{из}}{N} = \frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^k v_{ij}^2 R_{ij}}{N}$$

Вибрационная мощность наибольшая в третьоктавных полосах частот 20 Гц и 31,5 Гц. Для режима 1200 мин^{-1} это соответствует $n/60$ и $1,5n/60$.

Поскольку исследуемый 12-цилиндровый дизель теоретически уравновешен от сил инерции первого и второго порядков, от центробежных сил инерции и моментов от этих сил, основное влияние на вибрацию силовой установки на резинометаллических амортизаторах оказывает дисбаланс масс, вращающихся со скоростью коленчатого вала, и дисбаланс карданных валов, вращающихся со скоростью 1,5 п.

Таким образом, некачественный подбор амортизаторов подвески с частотой собственных колебаний силовой установки в вертикальном направлении 21 Гц приводит к резонансным явлениям в указанном скоростном режиме. Из таблицы видно, что значительная доля вибрационной мощности излучается силовой установкой в раму автомобиля на низких частотах.

Поскольку при расчете излучаемой вибрационной мощности учитываются жесткостные и демпфирующие характеристики амортизаторов, следовательно, ее можно использовать и для оценки эффективности различных вариантов подвески силовой установки.

Для дальнейшего снижения вибрации в области низких и средних частот необходима балансировка всей силовой установки в сборе, ужесточение допусков на отклонение массы деталей шатунно-поршневой группы от номинальной, дисбалансы вращающихся деталей двигателя и карданных валов. Кроме того, необходимо совершенствовать подвеску силовой установки путем снижения частоты свободных колебаний ее до допустимой по условиям эксплуатации данного автомобиля, т.е. уменьшать активную составляющую полного входного сопротивления амортизаторов.

Изложенное выше позволяет сделать следующие выводы.

1. Вибрационная мощность, излучаемая силовой установкой в раму автомобиля, может быть использована в качестве критерия для оценки ее виброактивности.

2. Анализ значений вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в опорные связи в третьоктавных полосах частот, позволяет выявить основные источники вибрации автомобильных двигателей.

3. Вибрационная мощность, излучаемая через опоры, — функция жесткостных и демпфирующих параметров амортизаторов подвески силовой установки — может быть использована и для оценки эффективности подвески силовой установки и для анализа влияния ее отдельных опор на распространение вибрационной энергии в шасси автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миселев М.А., Егоров Л.Г., Тузов Л.В. Колебательная мощность как критерий виброактивности двигателей. — В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. М., 1969, № 4-69-8, с. 22–25. 2. Янчеленко В.А., Головин М.Ф. Оценка виброактивности дизелей по излучаемой колебательной мощности. — Тр. ЦНИДИ, 1978, вып. 74, с. 102–113. 3. Попков В.И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. — Л., 1974. — 216 с. 4. Суконоккин В.Н. Экспериментальное определение характеристик резинометаллических амортизаторов. — В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1985, вып. 20, с. 105–107.

МЕТОД ОЦЕНКИ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Обеспечение экономичного режима работы автомобиля является важнейшей задачей водителя, для решения которой ему необходима информация, позволяющая, с одной стороны, поддерживать режим работы двигателя в течение как можно более длительного времени с минимальным расходом топлива, а с другой стороны, производить своевременные переключения передач в трансмиссии. Такую информацию водитель может получить при помощи устройств, называемых эконометрами. Эти устройства должны обрабатывать получаемую информацию о режиме работы двигателя автомобиля; результаты обработки представлять в удобном для водителя виде.

Известно два метода получения информации о режиме работы двигателя во время движения автомобиля: 1) прямого измерения расхода топлива; 2) косвенной оценки.

В первом случае автомобиль оборудуется соответствующим прибором [1]. Он состоит из двух частей: микропроцессорного комплекса и системы датчиков. МикроЭВМ обрабатывает сигналы, получаемые от датчиков расхода топлива и пройденного расстояния, и выдает результаты на дисплей в цифровом виде, в том числе текущий расход топлива в литрах на 100 км пути при скорости свыше 20 км/ч или в литрах в час при меньшей скорости, а также средний расход топлива за определенный период времени. Однако, получив информацию о расходе топлива, водитель не может оценить, насколько режим движения является рациональным. Ему необходимо сопоставлять полученный результат с диаграммой возможных режимов работы двигателя.

В устройстве другого типа [2] информация доводится водителю при помощи шкалы, состоящей из светодиодов различных цветов. Каждый светодиод соответствует единице расхода топлива, начиная от минимального и кончая максимальным его значением. Цветом выделены зоны высокого, среднего и низкого расхода топлива. Воспринимать информацию в таком виде водителю гораздо легче, чем с цифрового дисплея, и он меньше отвлекается от управления автомобилем.

В состав описанных приборов входят датчики расхода топлива, являющиеся сложными и дорогостоящими устройствами, поэтому устанавливать их на автомобили массового производства не всегда целесообразно.

Косвенная оценка экономичности работы автомобильного двигателя осуществляется путем измерения параметров, легко преобразуемых в регистрируемые величины с помощью простых и дешевых датчиков.

Один из приборов такого типа [3] предназначен для автомобилей с дизельными двигателями. По сигналам датчиков о положении рейки топливного насоса и частоте вращения коленчатого вала двигателя электронный блок вычисляет расход топлива. Результат доводится водителю при помощи стрелочного указателя. Кроме того, на характеристике расходов топлива, хранящейся в памяти электронного блока, выделены зоны, в которых необходимо переключить

чаться на высшую или низшую передачи. Сигнал о необходимости переключения подается водителю при помощи светящихся указателей. Прибор позволяет экономить от 8 до 15 % топлива. При 5 %-ной экономии топлива он окупается после 50 тыс. км пробега автомобиля.

Проведенный анализ приборов описанных и других известных систем показывает, что электронный эконометр должен обеспечивать: анализ режима работы двигателя при помощи простых и дешевых датчиков; простоту получения водителем информации о режиме работы двигателя по легко читаемым индикаторам, соответствующим низкому, повышенному и высокому расходу топлива; простоту аппаратной реализации в соответствии с законом его функционирования.

Первым двум условиям удовлетворяет эконометр, в котором используется информация о разрежении во всасывающем коллекторе и частоте вращения

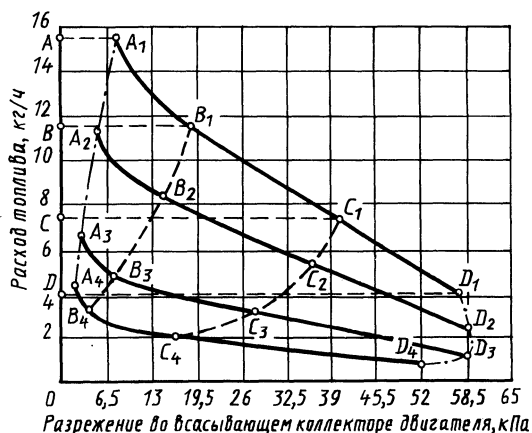


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива от разрежения во всасывающем коллекторе двигателя VA3-2108

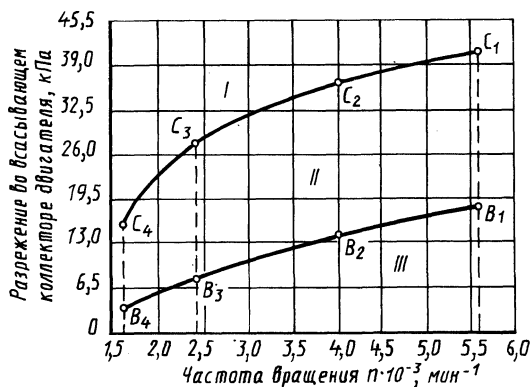


Рис. 2. Закон функционирования эконометра:

I – область низкого расхода топлива; II – умеренного; III – высокого

коленчатого вала карбюраторного двигателя, а результат анализа выдается при помощи индикаторов трех цветов, соответствующих низкому, повышенному и высокому расходу топлива.

Исходной информацией для построения закона функционирования эконометра такого типа является семейство нагрузочных характеристик, снятых в соответствии с ГОСТ 14846—81 при различной частоте вращения коленчатого вала двигателя во всем скоростном диапазоне его работы. После вычисления часового расхода топлива для каждого замера строится зависимость этого параметра от разрежения во всасывающем коллекторе (рис. 1). Приведенные на графике кривые A_1D_1 , A_2D_2 , A_3D_3 и A_4D_4 соответствуют частотам вращения коленчатого вала двигателя ВАЗ-2108 соответственно 5600, 4000, 2400 и 1600 мин⁻¹.

Разделим отрезок AD на оси ординат на три равные (так как информативность каждого из индикаторов одинакова) части AB , BC и CD и спроецируем точки B и C на кривую A_1D_1 . Получим три отрезка A_1B_1 , B_1C_1 и C_1D_1 . Проведем те же операции с остальными кривыми. Соединим кривыми полученные точки B_1 , B_2 , B_3 и B_4 , а также C_1 , C_2 , C_3 и C_4 . Получим три зоны работы двигателя: $A_1B_1B_4A_4$ — соответствует высокому часовому расходу топлива, $B_1C_1C_4B_4$ — умеренному, $C_1D_1D_4C_4$ — низкому. Каждая из зон охватывает все перечисленные скоростные режимы работы двигателя.

Полученный график позволяет оценить экономичность работы двигателя, однако неудобен для реализации.

Построим линии переходов между зонами $B_1B_2B_3B_4$ и $C_1C_2C_3C_4$ в системе координат частота вращения коленчатого вала — разрежение во всасывающем коллекторе (рис. 2). Полученный закон функционирования эконометра допускает простую аппаратную реализацию.

Описанный метод построения закона функционирования электронного эконометра является общим для карбюраторных двигателей. Он реализован в виде отдельной программы на ЭВМ и опробован при построении законов для двигателей других марок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Leconometro SATO. — Eletttrauto, 1981, 22, N 243, 60—61. 2. K o n r a d J., R u l k e H. Zur Kraftstoffmomentanferbrauchsanzeige. — KFT, 1984, N 8, S. 238—241, 247. 3. S t i e r B. Leistungsgerechtes Schalten durch Elektroniksysteme. — VDI-Berichte, 1983, N 466, S. 75—82.

НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА АГРЕГАТА ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ

В данной работе приводятся результаты экспериментальных исследований нагруженности привода рабочих органов машин для внесения твердых органических удобрений различной грузоподъемности.

Технические характеристики машин для внесения твердых органических удобрений (навоза, компостов и торфокрошки), выпускаемых промышленностью и агрегируемых с трактором класса 50 кН, приведены в табл. 1. Помимо машин КСО-9, ПРТ-10 и ПРТ-16, разрабатывается более производительная машина МТТ-23 грузоподъемностью 24 т [1].

Исследования нагруженности приводов проводились при работе разбрасывателей на стоянке с загрузкой кузова измельченным навозом с примесью земли плотностью 0,9...1,05 т/м³ при максимальной скорости движения транспортеров и номинальной частоте вращения двигателя.

Усредненные диаграммы изменения крутящих моментов на ведущих валах приводов транспортеров, разбрасывающих органов и на ВОМ трактора во времени показаны на рис. 1. Каждая из них имеет по крайней мере три участка, характеризующихся разными значениями крутящего момента. Первый участок соответствует пуску рабочих органов в работу: $M_{кр}$ максимален, а спустя 5...10 с резко падает. Снижение нагрузки на ВОМ трактора и на ведущих валах приводов транспортеров и разбрасывающих органов связано с началом движения рабочих органов.

Дальнейшее повышение крутящих моментов вызвано увеличением высоты слоя технологической массы, подаваемой транспортером к разбрасывающим органам. Затем по мере уменьшения массы на транспортере идет постепенное снижение нагрузки до значений, соответствующих холостому ходу машины.

Вторичное повышение $M_{кр}$ на ВОМ трактора, агрегируемого с машинами МТТ-23, объясняется конструктивными особенностями привода рабочих органов машины. Транспортер данной машины имеет две ступени. Первая ступень, подающая технологическую массу к разбрасывающим органам, имеет механический привод от ВОМ трактора, а привод второй ступени, подающей массу на первую, осуществляется от гидровращателя ГВТ-6300 уплотненными. Приводы обеих ступеней не синхронизированы. Вследствие этого удобрения со второй ступени транспортера подаются на первую, что увеличивает нагрузку.

На ВОМ трактора и на ведущих валах приводов рабочих органов вторичное повышение $M_{кр}$ может наблюдаться и при эксплуатации машины ПРТ-16, имеющей подъемную секцию кузова, с которой удобрения перегружаются на подающий транспортер. Повышение нагрузок наблюдается как в момент перегрузки удобрений, так и при разбрасывании уплотненной массы.

Табл. 1. Техническая характеристика разбрасывателей твердых органических удобрений

Показатель	КСО-9	ПРТ-10	ПРТ-16
Грузоподъемность машины, т	9	10...12	16
Масса, кг	5096	4000	6000
Вместимость кузова, м ³	7,3	8	11,5
Рабочая скорость, км/ч	14	10	10
Транспортная скорость, км/ч	33	30	30
Рабочая ширина захвата, м	6...7	5...8	7...8
Доза внесения удобрений, т/га	2,7-6,2	15, 30, 45	15, 30, 45

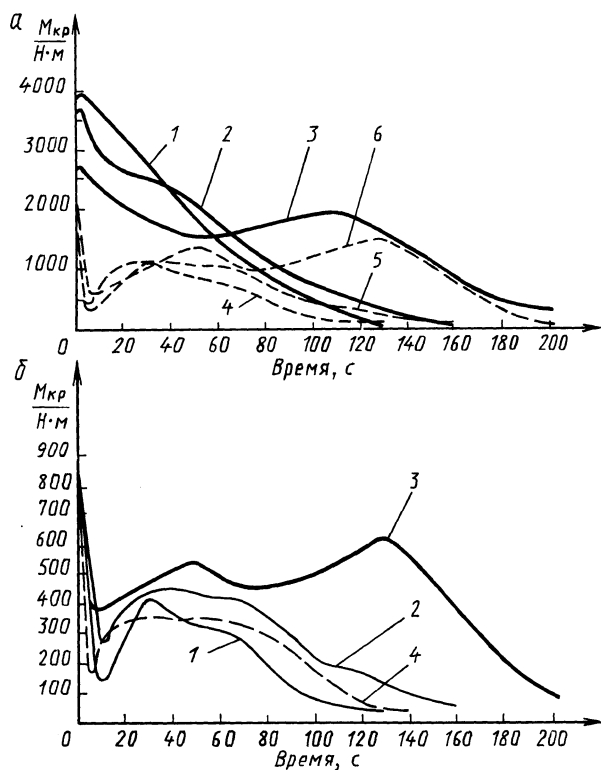


Рис. 1. Диаграммы нагружения приводов рабочих органов: а — ведущего вала транспортера (кривые 1, 2, 3) и разбрасывающего органа (кривые 4, 5, 6) машин ПРТ-10, ПРТ-16 и МТТ-23, соответственно; б — ВОМ трактора в агрегате с машинами ПРТ-10 (кривая 1), ПРТ-16 (2), МТТ-23 (3), ПРТ-16А (4)

Табл. 2. Показатели нагруженности ВОМ трактора и рабочих органов машин ПРТ-16 и КСО-9 (по результатам испытаний)

Показатель	Значение показателя для машины													
	холостом ходе	ПРТ-16 при						КСО-9 при						
		дозе внесения навоза			дозе внесения торфо-минеральных удобрений			дозе внесения навоза			дозе внесения торфо-минеральных удобрений			
	максимальной	средней	минимальной	максимальной	средней	минимальной	максимальной	средней	минимальной	максимальной	средней	минимальной		
Крутящий момент на ВОМ трактора, Н·м, работающего на пашне	32	368	288	207	197	176	116	32	366	265	149	244	172	132
Мощность, затрачиваемая на привод рабочих органов машины от ВОМ трактора, кВт	3,5	39,9	31,3	22,6	21,5	19,1	12,7	3,5	39,7	28,7	16,2	26,5	18,7	14,3
Частота вращения ВОМ трактора, об/мин, работающего на пашне	1065	1055	1058	1060	1060	1060	1060	1062	1056	1056	1056	1056	1056	1056
Мощность, затрачиваемая на привод разбрасывающего устройства, кВт		29,9	23,6	17,4	14,1	12,5	8,6		31,6	23,5	12,5	19,1	14,3	11,3
Мощность, затрачиваемая на привод транспортера, кВт		10	7,7	5,2	7,4	6,6	4,1		8,1	5,2	3,7	7,4	4,4	3
Удельная мощность разбрасывающих органов, кВт/(кг·с)		0,32	0,32	0,27					0,31	0,31	0,34			
Ширина разбрасывания, м		7	6	6	7	6	6		6	5	5	6	5	5
Подача удобрений транспортером, кг/с		94,1	74,4	65,6					102,2	75,7	37,2			

При установившемся режиме работы привода рабочих органов машины ПРТ-16, загрузке ее измельченным навозом массой 17 т и максимальной подаче удобрений среднеарифметическое значение $M_{кр}$ на ВОМ трактора, разбрасывающем битере и на валу привода транспортера составило соответственно 208,45, 297,85 и 1828 Н·м, а коэффициент вариации — 0,039; 0,046; 0,028.

В табл. 2 приведены показатели нагруженности ВОМ трактора и приводов рабочих органов машин ПРТ-16 и КСО-9 при внесении различных доз удобрений.

Мощность, затрачиваемая на привод рабочих органов машины от ВОМ трактора, при холостом ходе составляет 3,5 кВт, при минимальной дозе внесения торфоминеральных удобрений или навоза — 12,7...22,6, а при максимальной дозе — до 21,5...39,9 кВт. Значительная часть мощности (70 %) расходуется на привод разбрасывающих органов при ширине внесения удобрений 5...7 м. Ставится задача увеличить ширину захвата в перспективных машинах до 10...15 м, что приведет к увеличению отбора мощности трактора через ВОМ.

Нагрузки на привод рабочих органов носят случайный характер и зависят от физико-механических свойств вносимых удобрений и содержания в них крупных и посторонних включений.

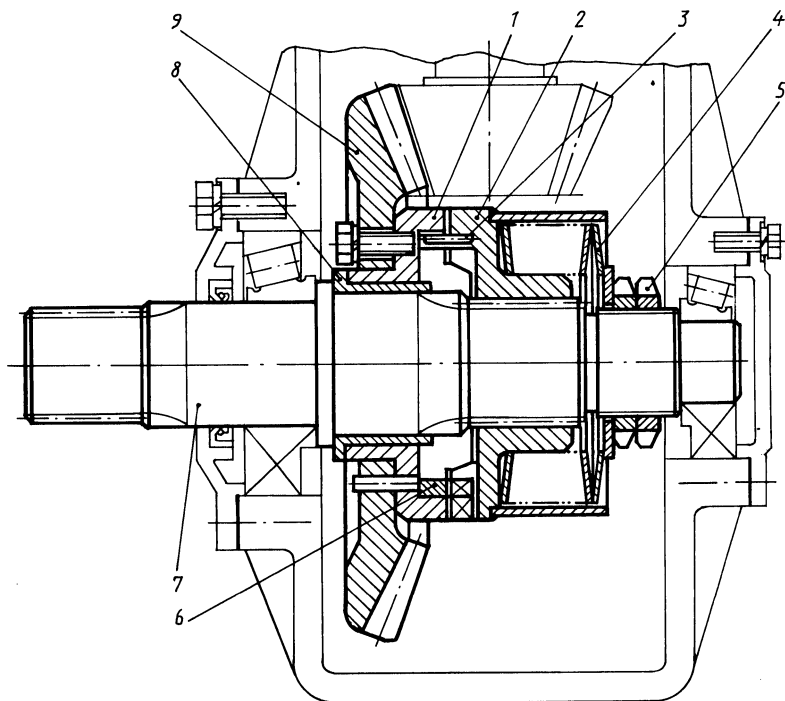


Рис. 2. Кулачковая предохранительная муфта в приводе рабочих органов экспериментальной машины АВТ-Ф-12:

1 — ведущая полумуфта; 2 — ведомая полумуфта; 3 — штифт; 4 — пружина; 5 — гайка; 6 — опорное кольцо; 7 — ведомый вал; 8 — подшипник скольжения; 9 — коническое колесо

В процессе эксплуатации машин для внесения твердых органических удобрений часто наблюдаются случаи выхода из строя элементов привода рабочих органов (разрыв цепей транспортера и цепей цепных передач, скручивание валов, деформирование и обрыв лопастей битеров и планок транспортеров), что объясняется низкой точностью срабатывания срезной предохранительной муфты в приводе.

Белорусским политехническим институтом совместно с ГСПКТБ по комплексу машин для внесения органических удобрений разработана техническая документация и изготовлена кулачковая предохранительная муфта [2], установленная в коническом редукторе на перспективной машине для внесения твердых органических удобрений АВТ-Ф-12 с гидромеханическим приводом рабочих органов (рис. 2).

Муфта включает ведущую 1 и ведомую полумуфты 2 с кулачками на обращенных друг к другу торцовых поверхностях. Ведущая полумуфта 1 соединена с коническим колесом 9 и установлена на валу 7 на подшипнике скольжения 8, а ведомая полумуфта 2 — на том же валу на шлицах и имеет возможность перемещаться в осевом направлении. Значение передаваемого момента регулируется гайками 5, с помощью которых изменяется сила сжатия тарельчатых пружин 4. В муфте предусмотрено опорное кольцо 6 с прорезью, а на торце одного из кулачков ведомой полумуфты 2 установлен штифт 3, расположенный в прорези опорного кольца. В режиме предохранения кулачки ведомой полумуфты 2 опираются на выступы опорного кольца, а штифт 3 удерживает его от проворачивания с ведущей полумуфтой 1, что обеспечивает безударную пробуксовку муфты. Испытания показали, что муфта предложенной конструкции надежно предохраняет элементы привода рабочих органов машин от перегрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левитский Г.И., Пронин А.Ф., Сверчук Г.С. Сельскохозяйственные машины, агрегируемые с трактором "Кировец". — М., 1984. — 160 с. 2. А. с. 852653 (СССР). Механизм блокировки межколесного дифференциала транспортного средства/ А.Т. Скойбеда, В.В. Яцкевич, И.С. Сазонов, В.А. Балицкий, Я.Б. Белага, С.Г. Щербаков, Б.В. Уткин. — Оpubл. в Б.И., 1981, № 29.

УДК 629.113.004.67

С.В. ШУМИК, д-р техн.наук,
А.С. САВИЧ, С.С. КУЧУР,
Е.И. ЗЕНКЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА МАЗ НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ

Современный этап научно-технического прогресса неразрывно связан с улучшением качества выпускаемых автомобилей и повышением эффективности их технической эксплуатации. Тем не менее рост производительности

труда в серийном производстве автомобилей значительно опережает рост аналогичного показателя в сфере их технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР). В результате трудозатраты на техническую эксплуатацию за срок службы автомобиля почти в 10 раз превышают трудоемкость изготовления. Одна из основных причин такого положения — недостаточная приспособленность конструкции автомобиля к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения ТО и ТР, т.е. низкий уровень его ремонтпригодности (РП).

Повышение уровня РП необходимо рассматривать как один из путей повышения надежности конструкции автомобиля. Поэтому в качестве рабочей гипотезы было принято положение о том, что разработку мероприятий по повышению уровня РП необходимо проводить на основании комплексного исследования надежности автомобиля в целом. Смысл этого положения состоит в том, что автомобиль, рассчитанный на длительный период эксплуатации, обладает различной износостойкостью сопряжений и неравнопрочностью деталей и узлов. Это требует периодических остановок автомобиля для обслуживания и замены менее износостойких деталей. Поэтому в целях экономии трудовых и материальных затрат необходимо стремиться к тому, чтобы эти остановки были как можно реже. Это возможно либо путем повышения износостойкости деталей, либо за счет повышения уровня РП конструктивных частей автомобиля.

В целях практической реализации принятой гипотезы предлагается использовать показатель реализуемого уровня надежности $\Pi_n(L)$ при назначенной наработке L :

$$\Pi_n(L) = \bar{\omega}(L) \bar{S}_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где $\bar{\omega}(L)$ — среднее значение параметра потока отказов за наработку L , т.е. среднее число отказов автомобиля на 1 тыс. км пробега; $\bar{S}_{\text{тр}}$ — средняя трудоемкость устранения 1 отказа, чел.-ч.

Смысл показателя $\Pi_n(L)$ в общем виде — это трудозатраты на устранение отказов за рассматриваемый интервал наработки автомобиля, отнесенные к единице пробега. Данный показатель позволяет производить сравнительную оценку уровня надежности агрегатов автомобилей одного назначения, а также количественно оценивать уровень их надежности при совершенствовании конструкции и технологии производства.

Исходными данными для разработки мероприятий по повышению уровня РП автомобилей являются результаты их эксплуатационных испытаний на надежность в условиях опорных АТП; изучения характера дефектов, микрометрирования и расчета ресурса деталей в условиях специализированного АРЗ; испытаний на ремонтпригодность. При этом использованы методические предписания, приведенные в работе [1].

Испытания на надежность проведены в северных районах Тюменской области, где автомобили использовались на строительстве магистральных грубопроводов. В подконтрольной эксплуатации находилось 40 автомобилей выпуска 1978...1982 гг., пробеги которых составляли 40...120 тыс. км. Суммарный пробег всех автомобилей за период испытаний — 3307,8 тыс. км. При этом фиксировались условия и интенсивность их эксплуатации, выявленные в про-

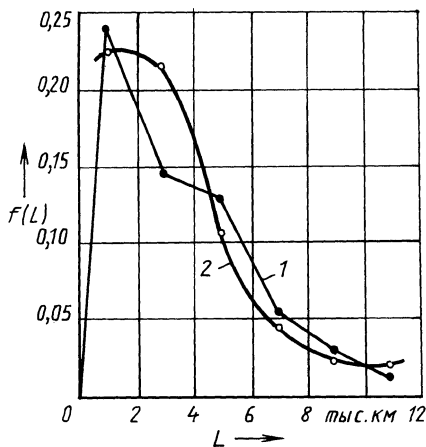


Рис. 1. Плотность распределения наработок на отказ автомобиля МАЗ-7310

Табл. 1. Статистические характеристики средней наработки на отказ агрегатов и систем автомобиля МАЗ-7310

Наименование агрегата, системы, узла	Закон распределения наработки на отказ	Средняя наработка на отказ $L_{н.о'}$, тыс. км	Коэффициент вариации v	Доверительный интервал средней наработки, тыс. км	Вероятность согласия по критерию Пирсона $P(\chi^2)$
Двигатель	Вейбулла	12,72	0,80	1,43	0,857
Система питания	То же	17,13	0,61	3,03	0,984
Система охлаждения	— " —	21,64	0,71	2,91	0,434
Система подогрева	Экспоненциальный	19,43	0,91	3,09	0,944
Повышающая передача	Нормальный	27,76	0,35	3,41	0,202
Гидромеханическая передача	То же	30,01	0,36	4,28	0,392
Раздаточная коробка	— " —	60,42	0,29	6,02	0,38
Карданная передача	— " —	42,3	0,40	7,42	0,12
Ведущие мосты	Вейбулла	50,4	0,66	9,4	0,53
Рама	То же	52,7	0,61	5,31	0,21
Подвеска 1-го ведущего моста	Нормальный	18,56	0,39	1,50	0,08
Ступицы	Вейбулла	43,27	0,56	2,6	0,03
Рулевое управление:					
механическая система	То же	63,12	0,48	3,37	0,341
гидравлическая система	Нормальный	47,96	0,33	5	0,536
Тормозная система и ЦНШ	Нормальный	49,79	0,41	4,48	0,04
В том числе компрессор	То же	47,75	0,24	3,34	0,02
Электрооборудование	— " —	40,51	0,31	4,05	0,09
Кабина и оперение	Вейбулла	53,14	0,47	4,27	0,01
Автомобиль в целом	Логарифмически нормальный	3,31	0,61	0,16	0,42

цессе эксплуатации отказы и неисправности и трудоемкость их устранения, периодичность и трудоемкость выполнения ТО-1 и ТО-2.

Обработка статистической информации произведена по специально разработанной программе. Аппроксимация эмпирических распределений теоретическими и определение точечных оценок показателей надежности производились по наиболее характерным для показателей технической эксплуатации автомобилей законам распределения: нормальному, логарифмически-нормальному, экспоненциальному, Вейбулла—Гнеденко. Некоторые результаты расчета приведены в работе [2]. Исследования показали, что распределение наработки автомобиля на отказ (рис. 1, кривая 1) подчиняется логарифмически нормальному закону (кривая 2) с математическим ожиданием $L_{н.о} = 3,31$ тыс. км и коэффициентом вариации $\nu = 0,6$.

Наработка на отказ характеризует степень надежности конструкции автомобилей. В табл. 1 приведены статистические характеристики средней наработки на отказ по агрегатам, системам и автомобилю в целом, которая является основным показателем надежности.

В качестве одной из основных характеристик безотказности автомобиля как восстанавливаемой системы рассмотрен параметр потока отказов $\omega(L)$. Распределение параметра потока отказов в зависимости от пробега приведено на рис. 2 (кривая 1) и аппроксимировано (кривая 2) математической моделью вида

$$\omega(L) = 0,293 + 0,03L - 2,17 \cdot 10^{-4} L^2. \quad (2)$$

Корреляционное отношение $\eta = 0,91$, критерии согласия Стьюдента $t_\eta = 38,4$, Фишера $F = 4,3$, что подтверждает адекватность модели реальному процессу.

Статистические характеристики наработки до первой замены основных агрегатов приведены в табл. 2.

Фактические значения показателей ремонтпригодности были определены на основании хронометрирования оперативного времени при выполнении операций ТО и ТР. При этом применялся метод испытаний с возникающей необходимостью проведения ТО и ТР (ГОСТ 21758—81). Уровень ремонтпригодности K_y определен по формулам:

$$K_{y\text{ТО}} = S'_{\text{ТО}}/S_{\text{ТО}}; K_{y\text{ТР}} = S'_{\text{ТР}}/S_{\text{ТР}},$$

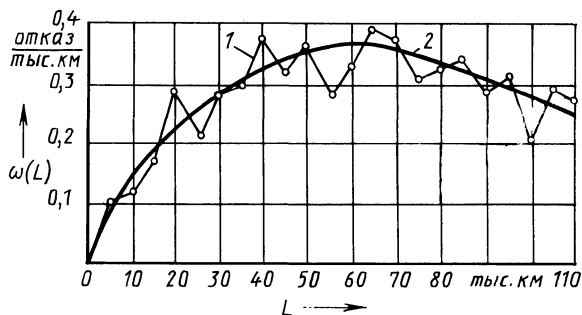


Рис. 2. Распределение параметра потока отказов в зависимости от пробега

где S'_{TO}, S_{TO} — соответственно фактическая и нормативная трудоемкость данного технического обслуживания, чел.-ч; S'_{TP}, S_{TP} — соответственно фактическая и нормативная трудоемкость текущего ремонта, чел.-ч на 1000 км.

Как видно из табл. 3, уровень ремонтпригодности по видам технического обслуживания и текущего ремонта $K_y < 1$, что соответствует требованиям ГОСТ 21758-81.

В табл. 4 приведены рассчитанные по формуле (1) значения показателя $\Pi_n(L)$ по агрегатам и системам автомобиля.

Исследование ресурса деталей проводилось методом микрометрирования. С целью углубленного изучения закономерностей процесса изнашивания про-

Табл. 2. Статистические характеристики средней наработки до первой замены основных агрегатов автомобиля МАЗ-7310

Наименование агрегата	Закон распределения R_{cp} , среднего ресурса	Средний ресурс тыс. км	Коэффициент вариации ν	Доверительный интервал среднего ресурса, км	Вероятность по критерию Пирсона $P(\chi^2)$	Гамма-процентный ресурс при $\gamma = 90\%$
Двигатель	Нормальный	47,88	0,25	4,13	0,999	29,8
Гидромеханическая трансмиссия	То же	83,02	0,42	10,84	0,48	38,46
Повышающая передача	— " —	73,03	0,38	8,44	0,06	33,83
Раздаточная коробка	— " —	82,64	0,28	8,7	0,18	54,26
Проходной центральный редуктор 2-го ведущего моста	— " —	82,81	0,3	8,79	0,61	51,01
Проходной центральный редуктор 3-го ведущего моста	Вейбулла	104,58	0,46	18,75	0,49	43,49
Непроходной центральный редуктор 4-го ведущего моста	Нормальный	100,4	0,28	12,76	0,32	71,45
Ступица колеса в сборе (1-го моста)	То же	100,92	0,29	13,67	0,57	63,44

Табл. 3. Уровень ремонтпригодности автомобиля МАЗ-7310 по ТО и TP

Вид технического воздействия	Нормативная трудоемкость ТО, (чел.-ч) или	Фактическая трудоемкость ТО (чел.-ч) или TP ($\frac{\text{чел.-ч}}{\text{тыс. км}}$)	Уровень ремонтпригодности
	TP ($\frac{\text{чел.-ч}}{\text{тыс. км}}$)		
ТО-1	27,1	19,4	0,72
ТО-2	53,6	41,3	0,77
TP	16,0	10,6	0,66

Табл. 4. Значения показателя реализуемого уровня надежности $\Pi_n(L)$ автомобиля МАЗ-7310

Наименование агрегата, системы	Среднее значение параметра потока отказов $\bar{\omega}(L) \cdot 10^2$	Средняя трудоемкость устранения отказа $\bar{S}_{тр}$, чел.-ч	Значение показателя надежности $\Pi_n(L)$
Повышающая передача	5,32	4,08	0,22
Гидромеханическая передача	3,73	3,48	0,13
Раздаточная коробка	1,62	3,03	0,062
Карданная передача	2,83	1,98	0,092
Ведущие мосты	3,81	2,71	0,103
Рама	2,65	1,79	0,047
Подвеска	11,95	2,15	0,265
Ступицы	3,69	5,58	0,206
Рулевое управление:			
механическая система	3,33	1,46	0,048
гидравлическая система	3,8	1,13	0,043
Тормозная система	5,77	2,77	0,159
Электрооборудование	3,45	0,57	0,019

изведена статистическая обработка результатов на ЭВМ для 198 деталей. В результате выявлены характерные дефекты и номенклатура деталей, лимитирующих надежность автомобиля, т.е. имеющих ресурс менее 80 тыс. км. Рекомендации, направленные на повышение долговечности и ремонтпригодности автомобиля, выданы заводу-изготовителю.

В процессе комплексного исследования определена и обоснована номенклатура узлов и агрегатов, которые целесообразно подвергать ремонту в условиях АТП. На этой основе разработано "Руководство по ремонту автомобилей семейства МАЗ-7310", которое является нормативным документом по текущему и среднему ремонту.

На основании разработанной методики произведен целенаправленный анализ конструкции узлов и агрегатов автомобиля на РП. В результате обоснованы предложения по конструктивной и технологической доработке автомобиля с целью повышения его надежности.

В результате внедрения ряда предложений снизилось число отказов ($\bar{\omega}(L)$ уменьшился на 3,9 %) и средняя трудоемкость их устранения (на 2,8 %). Таким образом, реализуемый уровень надежности повышен на 6,9 % и составляет 0,958. Практическая реализация всех предложений позволит довести показатель $\Pi_n(L)$ до 0,834...0,802, т.е. повысить уровень надежности автомобиля на 22...25 %.

Фактический средний ресурс основных агрегатов автомобилей МАЗ-7310, за исключением двигателя и повышающей передачи, в условиях центральной климатической зоны страны превышает 100 тыс. км. Это свидетельствует о возможности повышения нормативного пробега автомобилей МАЗ-7310 до капитального ремонта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шумик С.В., Кучур С.С. Разработка методических основ повышения ремонтпригодности автомобильной техники. — В кн.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. Саратов, 1983, с. 52–57. 2. Шумик С.В., Кучур С.С. Количественная оценка ремонтпригодности автомобилей семейства МАЗ-7310. — В кн.: Автомобильный транспорт и дороги. Минск, 1985, с. 41–47.

УДК 629.113.004.67

В.И. ТИТКОВ, канд.техн.наук,
О.М. ДЯТЛОВ (БПИ)

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЕЙ БЕЛАЗ

По данным исследований [1], в общем потоке отказов автосамосвалов БелАЗ на долю гидромеханической передачи (ГМП) приходится в среднем около 10 %, а в трудоемкости текущего ремонта — более 20 %.

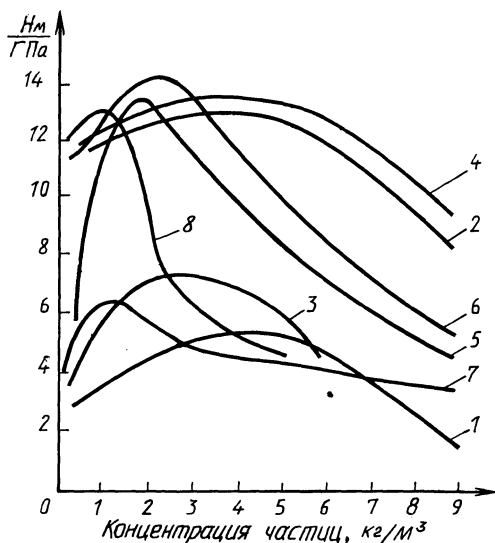
Основными элементами гидравлической системы ГМП, определяющими ее надежность, являются: насосы, золотниковые элементы и гидротрансформатор. В процессе эксплуатации автомобиля рабочие поверхности деталей указанных элементов изнашиваются. При этом расположение изношенных участков и характер изнашивания весьма разнообразны [2]. Здесь имеет место как механическое, так и молекулярно-механическое (коррозионно-механическое, гидроэрозионное и кавитационное) изнашивание. В зависимости от вида сопряжения, материалов и условий работы в отдельных случаях эрозионное, кавитационное изнашивание деталей преобладает над абразивным. Так, эмиссионно-спектральным анализом установлено, что скорость гидроэрозионного изнашивания корпуса шестеренного насоса из алюминиевого сплава почти в три раза больше, чем абразивного [3]. Исследование дефектов лопаток рабочих колес гидротрансформатора свидетельствует о том, что основными видами их изнашивания являются гидроабразивное и кавитационное.

Указанный выше характер изнашивания рабочих поверхностей корпуса насоса и колес гидротрансформатора может быть объяснен низкой кавитационной стойкостью алюминиевого сплава, из которого изготовлены эти детали. Гидроэрозионная стойкость, например, сплава АЛ-9 ниже соответствующей стойкости стали 45 почти в 500 раз [4].

Таким образом, одним из путей повышения надежности гидросистемы ГМП автомобилей БелАЗ в целом является повышение кавитационной стойкости рабочих поверхностей корпуса насоса и лопаток колес гидротрансформатора. С учетом свойства материала и конфигурации деталей наиболее приемлемым для этого является способ нанесения износостойких металлопокрытий химическим методом [5]. Он позволяет получить металлопокрытия (например, никель-фосфорные), кавитационная стойкость которых в 19 раз выше соответствующей стойкости стали 20 [6]. Износостойкость никель-фосфорных

Рис. 1. Зависимость микротвердости КХП от концентрации микрочастиц в растворе:

1 – Ni–P–TiO₂ без термообработки; 2 – с термообработкой; 3 – Ni–P–TiC без термообработки; 4 – с термообработкой; 5 – Ni–P–TiB₂ без термообработки; 6 – с термообработкой; 7 – Ni–P–Ti без термообработки; 8 – с термообработкой



покрытий может быть увеличена за счет включения в их матрицу микрочастиц определенного химического состава (в частности, некоторых соединений титана – рутила, карбида, диборида, фосфата и т.д.), т.е. путем создания композиции.

В ходе проведенных исследований по нанесению никель-фосфорных композиционных химических покрытий (КХП) из щелочного раствора на детали из алюминия и его сплавов было установлено следующее.

Скорость осаждения КХП определяется составом рабочего раствора и технологическими параметрами процесса осаждения (плотностью загрузки ванны, кислотностью раствора и его температурой). Уравнения регрессии, отражающие зависимость скорости осаждения от указанных выше факторов:

$$y = 0,4t - 41,2 - 5 D_{\text{в}} - 0,9 \text{ рН}, \quad (1)$$

где y – скорость осаждения покрытия, мкм/ч; t – температура раствора покрытия, °С; $D_{\text{в}}$ – плотность загрузки ванны, дм²/л; рН – кислотность раствора;

$$y = 44,34 - 1,79 x_1 + 4,69 x_2 + 3,34 x_3 - 1,32 x_4 - 3,63 x_1^2 + 1,13 x_2^2 - 13,13 x_3^2 - 3,88 x_4^2 + 2,63 x_1 x_2 + 5,19 x_1 x_3 - 3,06 x_1 x_4 + 1,13 x_2 x_3 - 7,13 x_2 x_4 + 3,19 x_3 x_4 + 1,31 x_1 x_2 x_3 + 3,06 x_1 x_2 x_4 + 1,31 x_2 x_3 x_4 + 2,13 x_1 x_2 x_3 x_4, \quad (2)$$

где x_1 – концентрация соли никеля в растворе, кг/м³; x_2 – концентрация восстановителя, кг/м³; x_3 – концентрация комплексообразователя, кг/м³; x_4 – концентрация буферизирующей добавки, кг/м³.

Включение в никель-фосфорную матрицу микрочастиц той или иной природы оказывает существенное влияние на ее физико-механические характе-

Табл. 1. Результаты исследования коррозионной стойкости композиционных никель-фосфорных покрытий

Вид покрытия	Масса образца до испытаний, мг	Масса образца после испытаний, мг	Потеря массы, мг
Ni-P-Cu	1,185	1,160	0,025
Ni-P	1,370	1,351	0,019
Ni-P-TiO ₂	1,240	1,218	0,012
Ni-P-TiC	1,167	1,159	0,008
Сталь 20X	1,112	1,047	0,065

ристики — твердость и износостойкость, коррозионную и кавитационную стойкость.

Зависимость микротвердости КХП от концентрации частиц в растворе (рис. 1) имеет ярко выраженный максимум. Следует отметить, что термообработка покрытий обеспечивает дополнительное повышение твердости матрицы. Наиболее высокую твердость (порядка 13000 МПа) имеют КХП с включением диборида титана (концентрация в растворе 2...2,5 кг/м³).

Результаты сравнительных коррозионных испытаний (табл. 1), проведенных в соответствии с ГОСТ 5272-68 и ГОСТ 13819-68, свидетельствуют о том, что коррозионная стойкость никель-фосфорных покрытий в 3,4 раза, а КХП — в 8,1 раза выше соответствующей стойкости стали 20X.

Таким образом, кавитационная стойкость корпуса насоса и лопаток колес гидротрансформатора гидросистемы ГМП автомобилей БелАЗ, в наибольшей степени подверженных кавитационному изнашиванию, может быть увеличена за счет нанесения на их рабочие поверхности композиционного никель-фосфорного покрытия химическим методом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петухов Е.И. Исследование надежности гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ. — Автомобильный транспорт и дороги, 1982, № 9, с. 16.
2. Титков В.И., Аль-Джахед Мансур Мухамед. Исследование износа золотниковых элементов переключения передач автомобилей БелАЗ. — Автомобильный транспорт и дороги, 1982, № 9, с. 25-28.
3. Тетюхин В.И., Янсон В.М. Эксплуатация и ремонт шестеренных, аксиально-поршневых и пластинчатых насосов. — Л., 1974. — 183 с.
4. Янсон В.М., Иванов Н.Т., Веиньш О.Р. Гидроэрозионная стойкость металлов в минеральном масле. — Вестник машиностроения, 1969, № 8, с. 22-25.
5. Вишенков С.А. Химические и электрохимические способы осаждения металлопокрытий. — М., 1975. — 312 с.
6. Рядченко А.В., Тимебулатов М.Г., Овсянкин В.В. Применение никель-фосфорных покрытий для повышения кавитационной стойкости углеродистой стали. — Вестник машиностроения, 1971, № 9, с. 62-63.

С.В. ШУМИК, д-р техн.наук (БПИ).
 В.С. ГЕРНЕР, канд.техн.наук (ГосавтотрансНИИпроект)
 Е.А. ЛАВРИНОВИЧ (БелНИТИАТ)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОВЕРКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

С 1 января 1984 г. вступил в действие ГОСТ 25478—82 "Автомобили грузовые и легковые, автобусы, автопоезда. Требования безопасности к техническому состоянию. Методы проверки". Стандарт предусматривает возможность оценки эффективности тормозных систем автомобилей (с полной массой и в снаряженном состоянии) методами дорожных и стендовых испытаний. Наиболее характерными для условий АТП и СТО являются испытания автомобилей в снаряженном состоянии. Учитывая сложности, которые могут возникнуть у инженерно-технических работников АТП при внедрении стандарта, в настоящей статье даются уточнения к изложенным в нем методикам.

Конструкция автомобиля обеспечивает нормируемую эффективность действия тормозов при работе автомобиля с полной нагрузкой. Естественно, что результаты проверки эффективности действия тормозов при дорожных или стендовых испытаниях автомобиля в снаряженном состоянии должны соответствовать результатам, получаемым методом дорожных испытаний автомобиля с полной массой. Однако принятые в стандарте нормы установившегося замедления при дорожных испытаниях автомобилей в снаряженном состоянии не соответствуют нормативам для автомобилей с полной массой.

Из табл. 1 следует, что автомобиль МАЗ-500А, имеющий при проверке в снаряженном состоянии нормативную эффективность действия тормозов, при испытаниях с полной нагрузкой будет развивать замедление на 32 % ниже нормы. Расчеты показывают, что это характерно для всех категорий автомобилей.

Табл. 1. Сопоставление нормативов замедления при испытаниях автомобиля МАЗ-500А с полной массой и в снаряженном состоянии

Наименование показателя	Значение показателя для автомобиля	
	с полной массой	в снаряженном состоянии
Масса, кг	14825	6600
Нормативное замедление, м·с ⁻²	4	6,1
Суммарная тормозная сила, соответствующая нормативному замедлению, кН	59,3	40,26
Замедление, которое может развить автомобиль с полной массой, выдержавший испытания в снаряженном состоянии, м·с ⁻²	40260	
	$\frac{40260}{14825} = 2,7$	
Несоответствие нормативов, %	$\frac{4 - 2,7}{4} \cdot 100 = 32$	

Таким образом, по результатам дорожных испытаний автомобиля в снаряженном состоянии может быть признана эффективной рабочая тормозная система, не обеспечивающая требуемой эффективности при торможении автомобиля с полной массой. Использование методики и норм стандарта для дорожных испытаний автомобиля в снаряженном состоянии приводит, следовательно, к необъективной оценке и недопустимому снижению требований к эффективности тормозной системы.

Необходимым условием объективной оценки эффективности тормозов является соответствие между реализуемой по условиям сцепления тормозной силой и давлением в приводе. Исходя из этого, представляется целесообразным проводить испытания тормозов автомобилей в снаряженном состоянии в частичном режиме, т.е. при пониженном давлении в приводе тормозов. Давление необходимо ограничивать максимальным по условиям сцепления, оно должно соответствовать тормозной силе, развиваемой на колесах заднего моста (поскольку у автомобиля без нагрузки первыми блокируются задние колеса). По предлагаемой методике можно проверять эффективность тормозов при разных коэффициентах сцепления колес с дорогой.

Как показывает анализ, нормативы стандарта для испытаний автомобилей без нагрузки выбраны исходя из режима торможения на пределе блокирования колес переднего моста при максимальном давлении в приводе тормозов. Достижимое при этом замедление несколько больше определяемого по предложенной методике за счет увеличения реализуемой тормозной силы на передних колесах. Задние колеса при этом заблокированы, а так как по условиям сцепления нельзя развить тормозную силу, соответствующую давлению в приводе, объективно оценить эффективность действия тормозов невозможно.

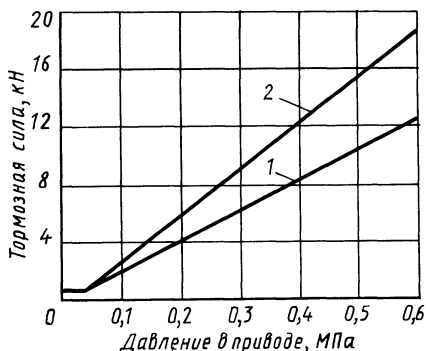
Определенные трудности в реализации предложенной методики вызывает необходимость измерения и ограничения в процессе испытания давления в приводе тормозов (усилия на педали), однако без выполнения этого условия объективная оценка невозможна. Можно устранить эти трудности при проверке автомобилей на стендах, которые обычно оснащены устройствами для измерения или задания усилия на тормозной педали и давления в приводе. При стендовых испытаниях в отличие от дорожных определяются тормозные силы, развиваемые каждым колесом. Методики испытания автомобиля в снаряженном состоянии на стенде и на дороге во многом сходны.

При стендовых испытаниях, так же как и при дорожных, можно реализовать по условиям сцепления только часть тормозной силы, так как нагрузка, приходящаяся на колесо, значительно меньше, чем при торможении на дороге автомобиля с полной массой (а именно для таких условий и рассчитываются тормоза автомобилей): для передних колес легковых автомобилей — в 1,4...1,7, для задних колес грузовых автомобилей — 2,5...3 раза.

Максимальная тормозная сила, реализуемая на роликовых стендах, зависит от нагрузки автомобиля, схемы расположения роликов, коэффициента сцепления шин с роликами и характеризуется коэффициентом использования нагрузки q (отношением максимальной реализуемой на стенде тормозной силы к нагрузке на колесо).

Исследования, проведенные, в частности, ГосавтотрансНИИпроектом, БПИ и БелНИИАТом, показывают, что для объективного контроля эффективности тормозов достаточно реализовать 30...50 % максимальной тормозной силы,

Рис. 1. "Нормативный график" для стендовых испытаний эффективности рабочей тормозной системы автомобиля МАЗ-500А: 1 — переднее колесо, 2 — заднее



развиваемой тормозным механизмом, и это может быть достигнуто на современных роликовых стендах. Показано, что если при неполном давлении в приводе тормозной механизм развивает частичную (нормативную) тормозную силу, то при полном (ограниченном регулятором) давлении в приводе он будет развивать максимальную тормозную силу (в соответствии с "нормативным графиком").

В связи с этим требование стандарта о необходимости реализации при стендовых испытаниях максимальной тормозной силы вряд ли может считаться в настоящий момент своевременным и целесообразным, так как оно исключает возможность использования всех эксплуатирующихся в стране роликовых тормозных стендов отечественного и зарубежного производства. Следует также иметь в виду и то обстоятельство, что стенды, рассчитанные на частичные режимы, по сравнению со стендами, рассчитанными на реализацию максимальной тормозной силы, всегда будут более экономичными из-за меньших металлоемкости (на 25...30 %) и потребления энергии (в 2...2,5 раза). Поэтому требование реализации максимальной тормозной силы нельзя считать достаточно обоснованным с точки зрения использования перспективных стендов.

Для обеспечения возможности использования при внедрении стандарта находящихся в эксплуатации роликовых тормозных стендов считаем целесообразным дополнить методику стендовых испытаний, изложенную в стандарте, методикой испытаний в частичных режимах.

Методика проверки эффективности тормозов в частичном режиме при испытании на стенде основана на тех же предпосылках, что и при испытаниях автомобиля в снаряженном состоянии на дороге. "Нормативный график" для стендовой проверки представляет собой зависимость между давлением в приводе тормозов (для пневмопривода) или усилием на тормозной педали (для гидропривода) и тормозной силой на колесе, развиваемой до его блокировки (рис. 1). Указанная зависимость может носить в разных случаях как линейный так и нелинейный характер.

Предложенная методика будет способствовать эффективному внедрению стандарта за счет использования имеющихся на постах диагностики АТП, СТО и ГАИ роликовых тормозных стендов.

Ф.Н. АВДОНЬКИН, д-р техн.наук,
 А.С. ДЕНИСОВ, канд.техн.наук (СПИ),
 А.А. МАКУШИН, канд.техн.наук (КаМАЗ)

ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ КАМАЗ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Надежность автомобилей зависит от конструктивно-технологических факторов, условий эксплуатации и организации технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей в АТП. Обеспечение надежности автомобилей в эксплуатации является основой для разработки нормативов их технической эксплуатации и показателей эффективности их использования. Анализ надежности и эффективности использования автомобилей КамАЗ проводили на базе Саратовского производственного объединения грузового автотранспорта № 2 с начала 1977 г. (с момента их поступления в эксплуатацию). Сбор и обработку информации по надежности производили по рекомендациям ГОСТ 19490–74, ГОСТ 27.503–81, ГОСТ 27.502–83. Были обработаны данные по отказам 350 автомобилей в интервале пробегов до 550 тыс. км. Всего за время наблюдений было зафиксировано свыше 46 тыс. отказов.

Камским объединением по производству большегрузных автомобилей постоянно ведется конструктивно-технологическое совершенствование автомобилей, что отражается и на показателях надежности и эффективности их использования. С целью выявления тенденции изменения показателей надежности в зависимости от возраста автомобилей анализировали данные в интервале пробегов с начала эксплуатации от 50 до 150 тыс. км. Изменение исследуемых показателей аппроксимировали линейной зависимостью

$$y = a + bx, \quad (1)$$

где a — показатель (наработка на отказ, коэффициент вариации и др.) для автомобилей первого года выпуска; b — изменение показателей автомобилей по сравнению с автомобилями предыдущего года выпуска.

Наряду с наработкой до отказа анализировали также такие показатели, как трудоемкость устранения отказов, продолжительность простоя в ремонте, затраты на запасные части. Значимость изменения показателей по годам выпуска автомобилей оценивали с помощью критерия Стьюдента t_p при доверительной вероятности P . Параметры зависимости (1), вычисленные на ЭВМ методом наименьших квадратов по статистическим данным, и их статистические характеристики приведены в табл. 1, а отдельные зависимости — на рис. 1.

По мере повышения качества изготовления автомобилей и их технической эксплуатации уменьшается и вариация наработки на отказ. Следовательно, распределение наработки на отказ от экспоненциального переходит к распределению Вейбулла и нормальному, характерным для постепенных отказов. Исходя из критической доверительной вероятности, можно считать значительным снижение вариации наработки на отказ по годам выпуска. Другими словами, с

Табл. 1. Параметры зависимости показателей надежности и эффективности использования автомобилей от года их выпуска

Показатель	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>t_p</i>	<i>P</i>	<i>y_г</i> , %
1	2	3	4	5	6
Наработка на отказ, тыс. км:					
автомобиля в целом	3,11	0,428	1,03	0,844	13,8
двигателя	12,5	0,956	0,54	0,704	7,7
электрооборудования	13,9	0,657	0,38	0,652	4,7
ходовой части	17,0	0,456	0,25	0,597	2,7
трансмиссии	19,4	1,220	0,50	0,688	6,3
тормозных систем	17,9	0,423	0,25	0,597	2,4
рулевого управления	16,6	1,467	0,64	0,736	8,8
кабины, платформы, рамы	14,1	1,176	0,60	0,724	8,3
Коэффициент вариации наработки на отказ:					
автомобиля в целом	0,858	-0,041	1,36	0,910	4,8
двигателя	0,916	-0,036	1,09	0,857	3,9
электрооборудования	1,023	-0,035	0,83	0,793	3,4
ходовой части	0,898	-0,038	1,08	0,855	4,2
трансмиссии	0,957	-0,054	1,62	0,944	5,6
тормозных систем	0,942	-0,062	2,14	0,978	6,6
рулевого управления	1,019	-0,070	2,23	0,983	5,3
кабины, платформы, рамы	0,939	-0,049	1,54	0,936	5,2
Удельная трудоемкость текущего ремонта, чел.-ч/тыс. км	7,63	-0,524	0,94	0,822	6,9
Удельный простой в текущем ремонте, сут/тыс. км	1,12	-0,075	0,76	0,773	6,7
Удельные затраты на запасные части, руб./тыс. км	15,22	-1,090	1,02	0,837	7,2
Суточная производительность, т (т·км)	75,50 (1304,6)	3,179 (44,190)	0,49 (0,47)	0,688 (0,681)	4,2 (3,4)

Примечание. y_g – изменение показателя для автомобиля данного года выпуска относительно аналогичного показателя для автомобиля первого года выпуска.

каждым годом повышается качество изготовления автомобилей и их технической эксплуатации.

В процессе эксплуатации автомобиля вследствие изнашивания и усталостного разрушения деталей снижается наработка на отказ. Зависимость ее от пробега L автомобиля с начала эксплуатации [1]

$$y = y_0 e^{bL}, \quad (2)$$

где y_0 – наработка на отказ в конце периода приработки, приведенная к моменту начала эксплуатации; b – коэффициент, учитывающий влияние износа деталей на интенсивность изменения их технического состояния и надежности (для наработки на отказ $b < 0$).

Новые элементы автомобилей характеризуются определенной вариацией их структурных параметров. В процессе эксплуатации под влиянием различных факторов рассеивание структурных параметров возрастает, что обуслов-

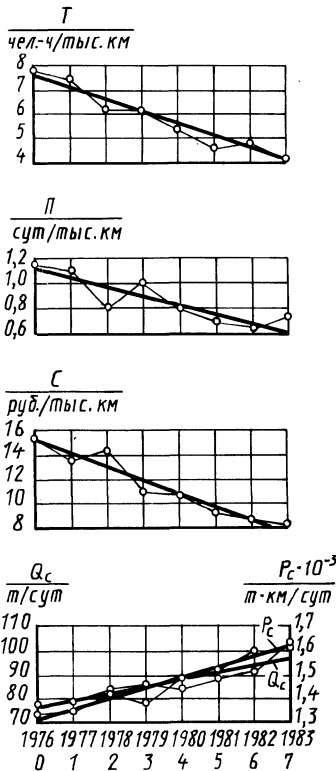


Рис. 1. Изменение показателей надежности и эффективности автомобилей в процессе эксплуатации (по годам выпуска):

T — трудоемкость TP; П — продолжительность простоя в ремонте; С — затраты на запчасти; Q_c, P_c — суточная производительность автомобиля

Зависимости указанных показателей приведены на рис. 3, а их параметры в табл. 3.

Анализ приведенных на рис. 2, 3 зависимостей показывает, что при пробеге с начала эксплуатации 350...400 тыс. км наблюдается стабилизация показателя надежности автомобиля и эффективности его использования. Это объясняется тем, что к этому моменту у автомобилей заменены уже все основные агрегаты и узлы на капитально отремонтированные (некоторые — неоднократно). Поэтому при определении параметров зависимостей (2) и (3) учитывали пробеги до 400 тыс. км. Для трудоемкости TP, продолжительности простоя, затрат на TP, производительности и себестоимости перевозок характерен "всплеск" при пробеге в интервале 100...150 тыс. км. Это вызвано тем, что в

ливает и рост вариации наработки элементов на отказ. При снижении в процессе эксплуатации наработки на отказ коэффициент ее вариации возрастает, что можно описать зависимостью (2), в которой $b > 0$, а y_0 — коэффициент вариации наработки на отказ в конце периода приработки, приведенной к моменту эксплуатации.

Параметры этих зависимостей, определенные по статистическим данным по обследованному массиву автомобилей КамАЗ, приведены в табл. 2. Снижение наработки на отказ вызывает изменение и других показателей их надежности в процессе эксплуатации. Зависимости на рис. 2 можно описать также экспонентой (2), параметры которой приведены в табл. 2.

Повышение простоев в ремонте в процессе эксплуатации, трудоемкости ремонта и затрат на запасные части вызывает снижение производительности автомобилей и повышение себестоимости перевозок. Эти изменения можно описать экспонентой с тремя параметрами

$$y = a + y_0 e^{bL}, \quad (3)$$

где y_0, b — те же параметры, что и в зависимости (2); a — значение показателя эффективности в начале эксплуатации (определяется экспериментально как среднее значение для новых автомобилей с пробегом до 25 тыс. км).

Табл. 2. Параметры зависимости показателей надежности автомобилей КамАЗ от их пробега с начала эксплуатации

Показатель	y_0	b	t_p	P
Наработка на отказ, тыс. км:				
автомобиль в целом	7,44	-0,00256	1,378	0,913
двигатель	17,63	-0,00184	1,442	0,923
электрооборудование	15,00	-0,00023	0,124	0,103
ходовая часть	18,71	-0,00181	1,321	0,904
трансмиссия	27,68	-0,00247	1,682	0,948
тормозная система	18,03	-0,00049	0,252	0,597
рулевое управление	27,25	-0,00150	0,712	0,757
кабина и платформа	18,77	-0,00045	0,749	0,770
Коэффициент вариации наработки на отказ:				
автомобиль в целом	0,605	0,00122	1,442	0,923
двигатель	0,367	0,00171	2,310	0,986
электрооборудование	0,803	0,00087	0,790	0,780
ходовая часть	0,413	0,00097	1,919	0,967
трансмиссия	0,468	0,00113	2,045	0,975
тормозная система	0,605	0,00115	1,278	0,902
рулевое управление	0,610	0,00134	1,951	0,968
кабина и платформа	0,739	0,00085	1,094	0,857
Трудоемкость одного ТР, чел.-ч	19,14	0,00258	2,370	0,988
Число отказов, устраняемых при одном ТР	1,24	0,00129	1,323	0,904
Удельная трудоемкость ТР, чел.-ч/тыс. км	2,57	0,00514	2,984	0,997
Продолжительность простоя в одном ТР, сут	3,61	0,00029	0,618	0,729
Удельная продолжительность простоя в ТО и ТР, сут/тыс. км	0,55	0,00280	1,950	0,969
Затраты на запасные части на один ТР, руб.	29,24	0,00524	3,136	0,998
Удельные затраты на запасные части, руб/тыс. км	3,93	0,00780	4,882	0,999

Табл. 3. Параметры зависимости показателей эффективности эксплуатации автомобилей КамАЗ от пробега

Показатель	a	y_0	b	t_p	P
Среднесуточный пробег, км	260	-9,21	0,0078	1,21	0,883
Среднесуточная производительность, т (т-км)	120 (2004)	-13,71 (-117,9)	0,0038 (0,0070)	0,74 (1,27)	0,768 (0,894)
Себестоимость перевозок, руб. на 10 т-км	24	4,63	0,0065	1,53	0,936

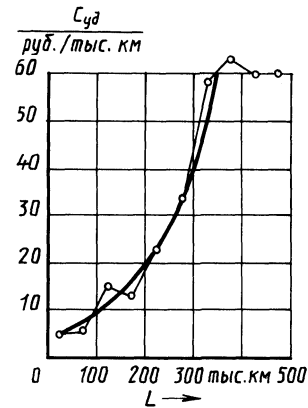
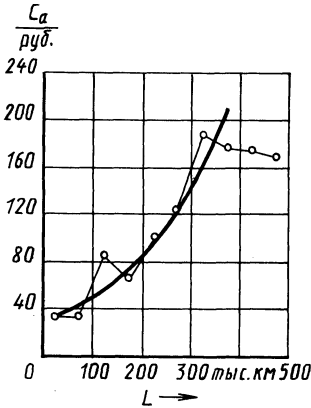
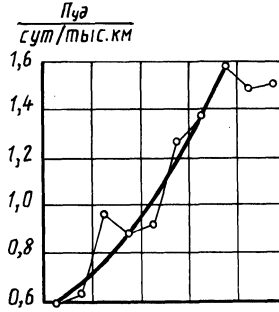
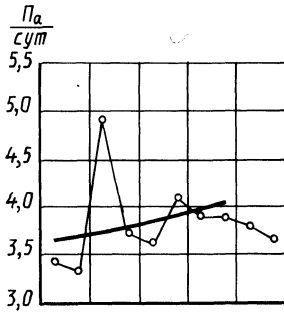
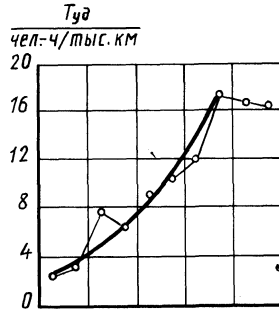
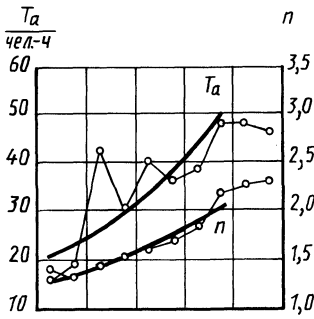


Рис. 2. Изменение показателей надежности автомобилей в процессе эксплуатации:
 T_a — трудоемкость одного ТР; n — число отказов на один ТР; $T_{уд}$ — удельная трудоемкость ТР; P_a — продолжительность простоя в одном ТР; $P_{уд}$ — удельная продолжительность простоя в ТО и ТР; C_a — затраты на запасные части на один ТР; $C_{уд}$ — удельные затраты на запасные части.

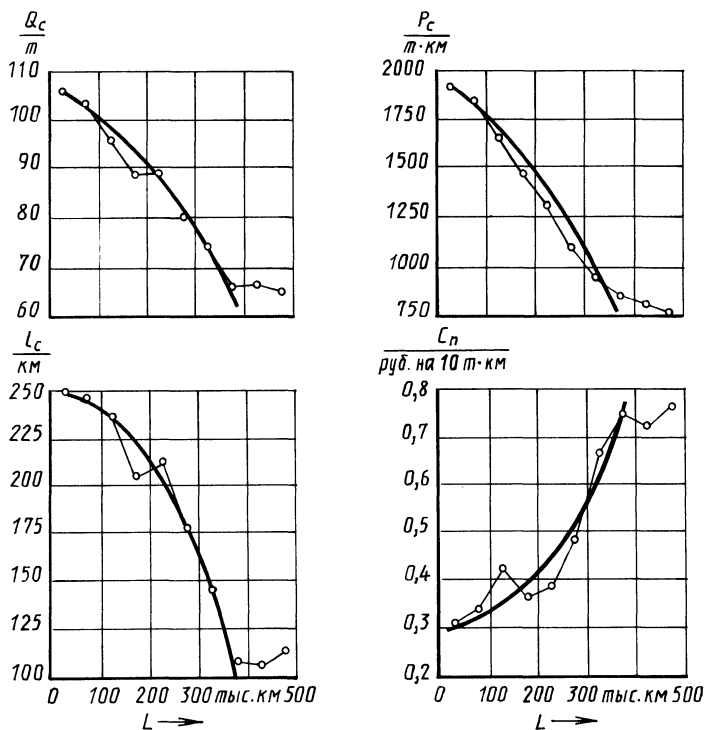


Рис. 3. Изменение показателей эффективности эксплуатации автомобилей в зависимости от пробега:
 Q_c, P_c – суточная производительность; L_c – среднесуточный пробег; C_n – себестоимость перевозок

этом периоде возрастает относительное число автомобилей, у которых производится ремонт или замена двигателей.

Наиболее интенсивно изменяются в процессе эксплуатации наработка на отказ по двигателю, ходовой части и трансмиссии, удельная трудоемкость ТР и связанные с ним показатели.

Влияние возраста автомобилей на средние значения большинства показателей надежности, исходя из значения критерия Стьюдента при доверительной вероятности 0,9, можно считать значимым. Исключение составляют такие элементы, как электрооборудование, тормозная система, рулевое управление, кабина и платформа. Большая часть их отказа носит внезапный характер, обусловленный нарушением правил эксплуатации или конструктивно-технологическими недоработками, низким качеством ремонта.

Таким образом, проведенный анализ надежности и эффективности использования автомобилей КамАЗ позволяет сделать следующие выводы.

Последовательное повышение качества изготовления и технической эксплуатации автомобилей способствует повышению показателей надежности и эффективности их использования. Среднегодовые темпы их изменения относи-

тельно показателей автомобилей первого года выпуска составляют: наработки на отказ — 13,8 %, удельной трудоемкости ТР — 6,9 %, удельной продолжительности простоя в ТР — 6,7 %, удельных затрат на запасные части — 7,2 %.

Особенно существенно снижается наработка на отказ таких элементов, как двигатель, ходовая часть, трансмиссия, на которые приходится значительная доля трудоемкости и затрат на ремонт. Это свидетельствует о целесообразности планового проведения определенных ремонтных воздействий по этим элементам (в предупредительном порядке) для снижения затрат на ТР.

ЛИТЕРАТУРА

1. А в д о н ь к и н Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. — Саратов, 1981. — 288 с. 2. Д е н и с о в А.С., Ф р о л о в С.А. Изменение технической готовности автомобилей в процессе эксплуатации. — В кн.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. Саратов, 1978, с. 38–46. 3. Д е н и с о в А.С., Л и ш ч а к Ш.Д. Изменение показателей эффективности автомобилей в процессе эксплуатации. — В кн.: Повышение эффективности использования автомобильного транспорта. Саратов, 1984, с. 52–58.

УДК 629.113.004.67

В.К. ЯРОШЕВИЧ, канд. техн.наук,
Дж. Г. ВИРАТНА (БПИ)

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КРЕСТОВИН КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ

Современные карданные передачи автомобилей имеют существенный недостаток — относительно низкий ресурс: 3,4 % всех отказов автомобиля приходится на карданную передачу [1]. Из них около 80 % составляют отказы карданных шарниров, которые выходят из строя вследствие изнашивания шипов и карданных подшипников [2].

На основании литературных данных и результатов осмотра крестовин, поступающих в капитальный ремонт и находящихся на эксплуатирующихся автомобилях, можно сделать вывод, что основными видами дефектов карданных крестовин являются "ложное" бринеллирование, абразивный износ и усталостное выкрашивание. Износ шипов неравномерен как по окружности, так и по образующей, и на отдельных шипах не превышает 0,5 мм. Обычно бринеллированию подвергаются не все шипы крестовины, и это явление до сих пор не имеет удовлетворительного объяснения.

Крестовины карданных шарниров грузовых автомобилей, изготавливаемые из сталей 18ХГТ, 15ХГНТА, 20ХГНТР, подвергаются цементации с последующей закалкой и отпуском с целью упрочнения рабочей поверхности шипов. Изучение технологии изготовления крестовин на заводе-изготовителе (Гродненский завод карданных валов) и исследование твердости новых крестовин автомобилей МАЗ показывают, что поверхностная твердость шипов не одинакова (рис. 1). Максимальное ее значение находится в пределах 58... 65 НРС₃. Глубина цементованного слоя составляет 1...1,5 мм. Твердость шипа

крестовины на глубине 4 мм — 23...27 HRC₃. Неодинаковая твердость поверхности шипов обуславливает их неравномерное изнашивание и преждевременный выход из строя крестовин.

Некоторые усовершенствования конструкций [3, 4, 5] способствовали увеличению долговечности карданных шарниров, однако в недостаточной степени. Около 2,8 % расходов на запасные части для ремонта автомобиля приходится на карданную передачу [1]. По данным работы [6], только 3 % крестовин карданных передач автомобилей ЗИЛ-130 выпуска 1963—1964 гг., работающих в Минске, имели пробег свыше 70 тыс. км. Следовательно, обеспечение своевременного восстановительного ремонта крестовин прежде всего на несложном оборудовании, доступном для авторемонтных заводов, специавтоцентров и станций технического обслуживания, имеет огромное народнохозяйственное значение, так как позволит получить значительную экономию легированных сталей, сделать крестовины легковых автомобилей недефицитными запасными частями.

В крестовинах автомобилей МАЗ-500 после их выбраковки исследовалась микротвердость поверхности изношенных шипов. Она замерялась прибором ПМТ-3 в соответствии с ГОСТ 9450—76. Замеры производились не менее чем на 5 образцах, после чего результаты усреднялись. Исследовались крестовины с гладкой поверхностью после наработки 30...50 тыс. км, а также имеющие на рабочей поверхности шипов вмятины различной глубины.

Результаты исследований показывают, что на шипах без вмятин и с вмятинами небольшой глубины толщина отпущенного слоя составляет 10...50 мкм, чем и обусловлено понижение твердости (рис. 2). Отпуск происходит при высоких локальных температурах, которые характерны для первого периода ра-

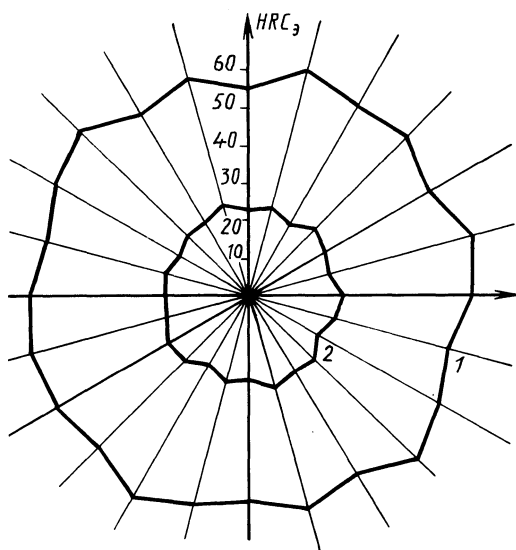


Рис. 1. Изменение твердости по окружности шипа новой крестовины:
1 — на поверхности; 2 — на глубине 4 мм

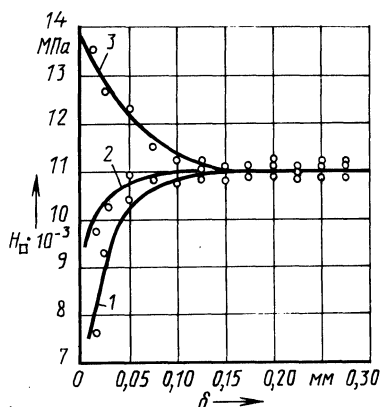


Рис. 2. Изменение микротвердости по глубине δ поверхностных слоев изношенных шипов крестовины:
1 — шип без вмятин; 2 — поверхность между неглубокими вмятинами; 3 — вмятина большой глубины

боты шарнира. На месте образования глубоких вмятин отпущенный слой отсутствует, а в промежутках между ними остается. Под вмятинами наблюдается упрочнение металла, приводящее к повышению микротвердости на 2000...4000 МПа. Отсутствие структурных изменений позволяет заключить, что упрочнение вызвано микропластическими деформациями при сжатии поверхностных слоев.

Для восстановления изношенных трущихся поверхностей деталей автомобилей (коленчатых и распределительных валов, валов и синхронизаторов коробки передач, поворотных шкворней и др.) широко применяется нанесение покрытий методами газотермического (газопламенного, электродугового, плазменного) напыления с последующим оплавлением [7]. Каждый из этих методов имеет свои достоинства и недостатки. Учитывая простоту и низкую стоимость оборудования, номенклатуру выпускаемых в Советском Союзе порошковых материалов и требования, предъявляемые к износостойким покрытиям, для напыления поверхностей шипов крестовин автомобилей МАЗ был выбран метод газопламенного напыления.

Восстановление изношенных крестовин осуществлялось следующим образом. Цементированные изношенные крестовины подвергались отжигу при температуре $(940 \pm 10)^\circ\text{C}$. Для подготовки поверхностей под напыление на основании рекомендаций и результатов исследований по определению прочности сцепления покрытия с основанием был выбран способ нарезания "рваной" резьбы с последующей пескоструйной обработкой. Напыление производилось при помощи установки УПТР-1-78М конструкции ИНДМАШ АН БССР порошковым самофлюсующимся сплавом ПГ-10Н-01 (55...62 HRC₂) грануляцией 63...100 мкм. Этот сплав на никелевой основе системы Ni-Cr-B-Si характеризуется сравнительно низкой температурой плавления (1050...1100 °C) и повышенной текучестью, что обеспечивает получение после оплавления гладкой поверхности с минимальными допусками на механическую обработку. Напыленный слой в свою очередь характеризуется низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью, стойкостью против коррозии и окисления при обычных и повышенных температурах, сохраняет свою твердость при высоких температурах. Напыление производили при давлении ацетилена 0,2 МПа, кислорода 0,1 МПа, воздуха 0,04 МПа. Частота вращения детали составляла 1 с^{-1} , дистанция напыления — 150...180 мм. Оплавление напыленного слоя толщиной 1,25...1,5 мм осуществлялось кислородно-ацетиленовой горелкой. Вследствие усадки после оплавления толщина покрытия уменьшалась на 0,4...0,5 мм.

Для предотвращения окислительных процессов во время оплавления подготовка поверхности под напыление и оплавление проводились сначала для двух противоположных шипов, а затем для двух других. Заключительные операции — термообработка и шлифование напыленных и оплавленных покрытий — производились по заводской технологии на заводе-изготовителе.

Стандовые испытания восстановленных крестовин на испытательном оборудовании и по методике МАЗ показали, что износостойкость рабочих поверхностей шипов по сравнению с новыми повысилась в 2,5...3,2 раза. Работа по восстановлению крестовин карданного шарнира автомобилей продолжается, используются перспективные самофлюсующиеся сплавы и различные методы

подготовки поверхности, напыления и оплавления (ТВЧ, электроконтактный нагрев).

ЛИТЕРАТУРА

1. Трикозюк В.А. Повышение надежности автомобиля. — М., 1980. — 88 с. 2. Щебров В.М., Савич А.С. Резервы повышения надежности карданных передач. — В кн.: Автомобильный транспорт и дороги. Минск, 1977, вып. 4, с. 27–32. 3. Какучев и ц к и й В.А., С и л к и н А.С. Пути повышения долговечности карданных сочленений. — Вестник машиностроения, 1969, № 3, с. 23–25. 4. Системный подход к проблеме повышения долговечности крестовины карданного вала автомобиля/М.Ф. Лавринович, М.С. Высоцкий, М.М. Шустерняк, О.Я. Заславский. — Трение и износ, 1984, т. V, № 1, с. 399–407. 5. Обеспечение надежности автомобиля МАЗ в эксплуатации/Под ред. Е.С. Кузнецова. — М., 1977. — 183 с. 6. Лукинский В.С. Долговечность деталей шасси автомобиля. — Л., 1984. — 231 с. 7. Hoff I. Metal spraying in the autoindustry. — Finising, 1982, N 10, p. 9–14.

УДК 629.113.004.05

Л.Н. ПОКЛАД, канд.техн.наук,
А.С. САЙ (БПИ)

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Ежегодно на автотранспортных предприятиях (АТП) осуществляется перерасчет трудовых и материальных ресурсов. В настоящее время технологический расчет АТП выполняется инженерно-техническими работниками вручную, что требует значительных затрат времени.

На наш взгляд, более эффективной является организация выполнения технологического расчета АТП с применением ЭВМ информационно-вычислительных центров управлений и министерства. При этом могут использоваться методика и программные средства, разработанные авторами на основе рекомендаций, изложенных в работах [1, 2]. Укрупненная схема алгоритма технологического расчета АТП приведена на рис. 1.

Произведены расчеты АТП, использующих автомобили ЗИЛ-130 в условиях эксплуатации трех категорий. Для АТП мощностью от 50 до 1000 автомобилей выполнено более 100 расчетов.

В данной работе приведены (рис. 2, 3, 4) некоторые результаты расчета АТП, использующих автомобили ЗИЛ-130 в условиях эксплуатации первой категории. Расчет выполнялся на основе исходных данных, взятых из [3, 4]. Кроме того, были приняты: среднесуточный пробег одного автомобиля — 200 км; продолжительность одной смены зон технических воздействий — 8,2 ч; количество смен — 1; количество рабочих, одновременно работающих на посту ТО, — 4, диагностики и ТР — 2; продолжительность перемещения автомобиля с поста на пост — 3 мин.

Как следует из рис. 2, годовая трудоемкость ТО, ТР и вспомогательных работ (T_{BC}) и работ ТР, выполняемых на постах (T_n), изменяется в зависи-

мости от годового пробега автомобилей линейно. Они зависят от мощности АТП, так как удельная трудоемкость технических воздействий в соответствии с [3] корректируется с помощью коэффициента, учитывающего размеры предприятия. Для АТП мощностью до 75 автомобилей (участок I) $K = 1,3$, мощностью до 150 автомобилей (участок II) – $K = 1,1$ и т.д.

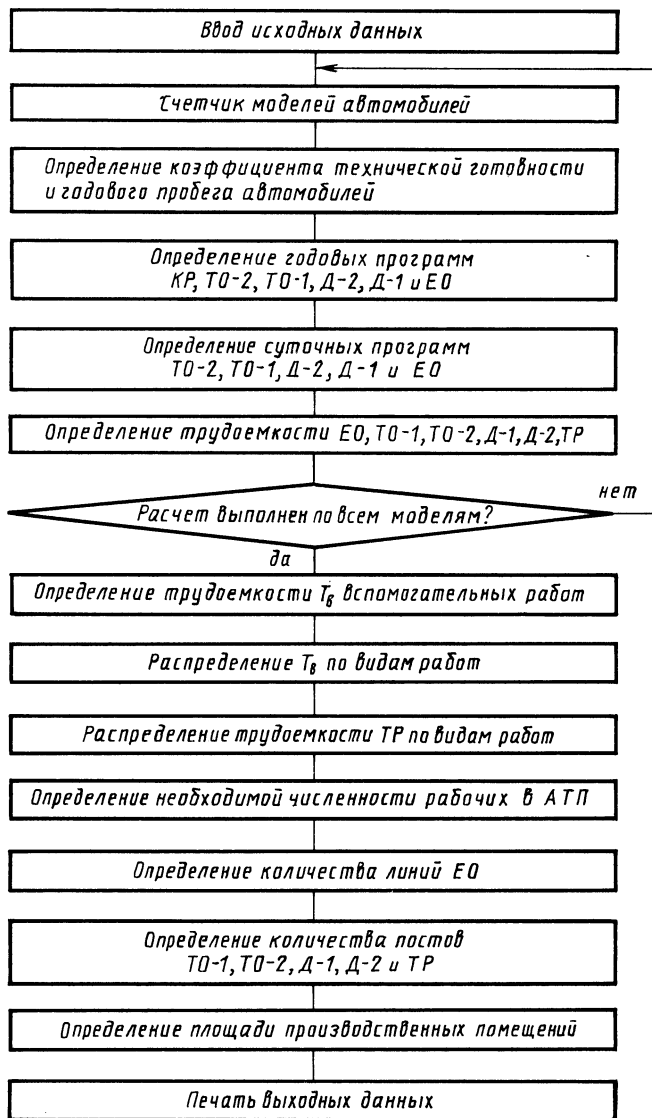


Рис. 1. Схема алгоритма технологического расчета АТП

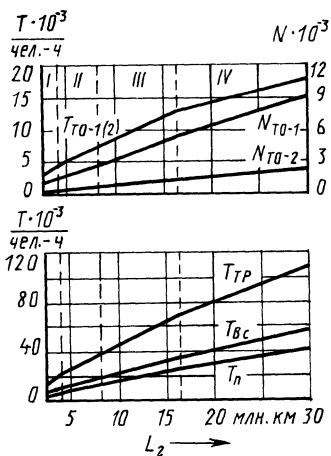


Рис. 2. Трудоемкость технических воздействий (T) и их годовая программа (N) в зависимости от годового пробега (L_2) автомобилей в АТП

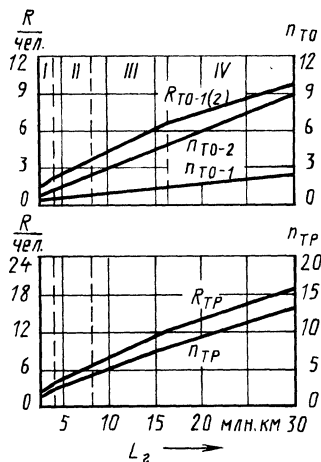


Рис. 3. Штатная численность рабочих АТП (R) и количество постов (n) в зависимости от годового пробега автомобилей

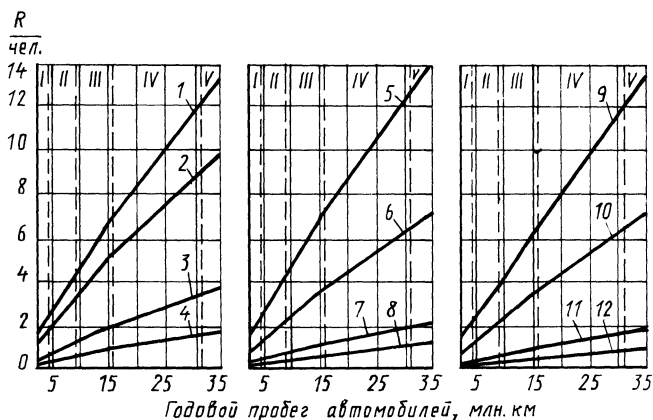


Рис. 4. Штатная численность рабочих АТП (R) в зависимости от годового пробега автомобилей:

1 – выполняющих агрегатные работы; 2 – кузнечно-рессорные; 3 – сварочные; 4 – медницкие; 5 – электротехнические; 6 слесарно-механические; 7 – работы по ремонту топливной аппаратуры; 8 – по ремонту шин; 9 – прочие работы; 10 – деревообделочные, арматурные и обойные; 11 – жестяники; 12 – малярные

Из результатов расчета видно, что организация обслуживания поточным методом целесообразна в АТП со значительным годовым пробегом. Так, например, ТО-1 может выполняться на специализированных тупиковых (проездных) постах в АТП с годовым пробегом автомобилей до 25 млн. км.

По приведенным на рис. 4 зависимостям, зная годовой пробег автомобилей, можно определять количество рабочих, необходимых для выполнения

различных видов работ ТР, делать выводы о целесообразности совместного или раздельного проектирования отделений.

С использованием разработанных методики и программы аналогичные зависимости могут быть построены для любой модели автомобилей. Это позволит инженерно-техническим работникам осуществлять перерасчет трудовых и материальных ресурсов АТП без значительных затрат времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д а в и д о в и ч Л.Н. Проектирование предприятий автомобильного транспорта. – М., 1975. – 329 с.
2. К а р т а ш о в В.П., М а л ь ц е в В.М. Организация технического обслуживания и ремонта автомобилей. – М., 1979. – 215 с.
3. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. – М., 1972. – 56 с.
4. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта: Автомобиль ЗИЛ-130. – М., 1978, ч. 2. – 30 с.

СОДЕРЖАНИЕ

А в т у ш к о В.П., Ф л е р к о И.М., А р т а м о н о в С.Ю. Экспериментальное исследование радиуса качения большегрузных шин	3
Б а б у к В.Я., М о л и б о ш к о Л.А., Ж и л и н с к и й Г.З. Нагруженность рулевого привода автомобилей-самосвалов со свечной подвеской в зависимости от параметров рулевого управления	6
Б е л я е в В.М., Ш а п о ш н и к А.Л. Крутильные колебания дотрансформаторного участка трансмиссии при запуске двигателя в зависимости от параметров упруго-фрикционного демпфера	10
Л е б е д е в М.С., Г у б и ц к и й А.А., С т а с к е в и ч В.М. Определение КПД гидрообъемной трансмиссии по конструктивным параметрам гидромашин	13
К р у г л и к В.М. Влияние конструкции отражателя волны глушителя шума выпуска на мощностные показатели двухтактных мотоциклетных двигателей	17
М е т л ю к Н.Ф., Т р и б у х о в с к и й С.В. Динамический расчет гидравлического тормозного привода на основе модели с распределенными параметрами	19
Р у к т е ш е л ь О.С. Автоматизация синтеза функциональной структуры системы автоматического переключения передач	24
Т а у б е с Л.Е. Моделирование на ЭВМ и расчет технико-экономических параметров автомобиля с гидромеханической трансмиссией	29
Ц е р е н я А.А. Работа синхронизаторов в тракторной коробке передач с электрогидравлическим управлением	33
С а м а р ц е в С.Б. Выбор фрикционных характеристик элементов трения гидромеханических передач	36
П е к е р Ф.Л., Г е ц о в и ч Е.М. Об изменении суммарной тормозной силы при торможении автомобиля на повороте	40
Б о г д а н Н.В. Совместное торможение трактора моторным тормозом-замедлителем и рабочими тормозами	43
Б о й к о в В.П., Л е в и н М.А. Взаимодействие эластичного колесного движителя с основанием, характеризующимся упруговязкопластическими свойствами	46
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. Исследование схем привода колесных тракторов и мобильных энергетических средств	50
В о й т е ш о н о к В.С. Траектория поворота трактора на склоне и ее регистрация	54
К а л е й н и к С.Н., К р и в и ц к и й А.М., Ч е р н я в с к а я Л.Е. Экспериментальные исследования характеристик тракторных шин радиальной и диагональной конструкции	57
С к у р т у л А.И., С т е ц к о А.П. Математическая модель динамической системы двигатель-муфта сцепления-трансмиссия-МТА-колесо-почва	59
С т р и г у н о в С.И., Л е ф а р о в А.Х. О целесообразности применения межосевого дифференциала на тракторе класса 2	64
К у ш е л ь В.Ю., Ч е ш у н В.С. Снижение сопротивления движению скоростного самоходного шасси высокой проходимости по твердому покрытию	67
Г у б с к и й А.Г., С у ш к о А.А. Стенд для исследования систем теплообмена моторно-силовых установок	71
Ж е л е з к о Б.Е., К о р в и н - К у ч и н с к и й В.С., П ы ш к и н Б.Е. Регулятор температуры охлаждающей жидкости двигателя внутреннего сгорания	73
К л е н и к с к и й В.В. Балансировка карбюратора двухтактного мотоциклетного двигателя	75
Ж е л е з к о Б.Е., С у к о н к и н В.Н. Определение вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в раму автомобиля	78
Б е л о у с М.М. Метод оценки экономичности работы автомобильного двигателя	83
Б о б р о в н и к А.И., Б е н д и к Н.А., С а б а д а ш А.А. Нагруженность привода агрегата для внесения твердых органических удобрений	86
Ш у м и к С.В., С а в и ч А.С., К у ч у р С.С., З е н к е в и ч Е.И. Повышение уровня ремонтпригодности многоосных автомобилей семейства МАЗ на основе комплексного исследования их надежности	90
Т и т к о в В.И., Д я т л о в О.М. Повышение надежности гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ	96

Шумик С.В., Гернер В.С., Лавринович Е.А. Совершенствование методов проверки эффективности тормозных систем автотранспортных средств в эксплуатации.	99
Авдонькин Ф.Н., Денисов А.С., Макушин А.А. Изменение показателей надежности и эффективности использования автомобилей КамАЗ в процессе эксплуатации	102
Ярошевич В.К., Вирратна Дж.Г. Повышение долговечности крестовин карданных передач автомобилей	108
Поклад Л.Н., Сай А.С. Технологический расчет автотранспортных предприятий с применением ЭВМ.	111

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

Выпуск 1

Редакторы В.Г. Самарина, Л.Н. Козловская
Мл. редактор Н.В. Валишева
Техн. редактор Л.И. Счисленок
Худож. редактор И.А. Демковский
Корректор Э.Б. Звонарева
Оператор И.В. Скубий

ИБ № 2058

Подписано в печать 28.02.86, АТ 18987. Формат 60x90 1/16.
Бумага офсет. Офсет. печать. Гарнитура Пресс.-Роман.
Усл.-печл. 7,75. Усл. кр.-отт. 8,25. Уч.издл. 9,06. Ти-
раж 592 экз. Зак.6580 Цена 1р.40к.

Издательство "Высшая школа" Государственного коми-
тета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. 220048, Минск, проспект Машерова, 11.

Типография "Победа". 222310. Молодечно, ул. Тавлая, 11.
Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в изда-
тельстве "Высшая школа"

УДК 629.113.012.55

А в т у ш к о В.П., Ф л е р к о И.М., А р т а м о н о в С.Ю. Экспериментальное исследование радиуса качения большегрузных шин. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 3–6.

Рассмотрены основные результаты экспериментального исследования радиуса качения большегрузных шин. Предложены формулы, связывающие коэффициент тангенциальной эластичности шины и радиус ее качения в ведомом режиме с вертикальной нагрузкой на колесе и давлением воздуха в шине. – Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 629.114.4.014.5

Б а б у к В.Я., М о л и б о ш к о Л.А., Ж и л и н с к и й Г.З. Нагруженность рулевого привода автомобилей-самосвалов со свечной подвеской в зависимости от параметров рулевого управления. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 6–9.

На основе динамической модели автомобиля исследуется влияние различных параметров рулевого управления на нагруженность рулевого привода при переезде единичной неровности. Предлагаются пути снижения нагрузок в рулевом приводе автомобилей-самосвалов со свечной подвеской. – Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.113

Б е л я е в В.М., Ш а п о ш н и к А.Л. Крутильные колебания дотрансформаторного участка трансмиссии при запуске двигателя в зависимости от параметров упруго-фрикционного демпфера. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 10–13.

Приведены результаты теоретического исследования влияния параметров упруго-фрикционного демпфера на крутильные колебания дотрансформаторного участка трансмиссии при запуске двигателя. Колебания рассчитывались на основе нелинейной динамической модели путем численного интегрирования системы дифференциальных уравнений на ЭВМ. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 621.226.5:629.114.2

Л е б е д е в М.С., Г у б и ц к и й А.А., С т а с к е в и ч В.М. Определение КПД гидрообъемной трансмиссии по конструктивным параметрам гидромашин. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 13–16.

Рассмотрен вопрос определения КПД гидромашин тракторов МТЗ по величине зазоров в распределителе, полученных расчетным путем. Представлено сравнение расчетных и экспериментальных результатов. – Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.43.065.0001.5:629.118.6

К р у г л и к В.М. Влияние конструкции отражателя волны глушителя шума выпуска на мощностные показатели двухтактных мотоциклетных двигателей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 17–19.

Анализируются основные виды отражателей волны глушителей шума выпуска двухтактных мотоциклетных двигателей. Предложены отражатели, обеспечивающие высокое акустическое отражение волны при малом аэродинамическом сопротивлении и позволяющие улучшить мощностные показатели двухтактных двигателей. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.114.4

М е т л ю к Н.Ф., Т р и б у х о в с к и й С.Б. Динамический расчет гидравлического тормозного привода на основе модели с распределенными параметрами. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с.19–24.

Разработана математическая модель гидропривода с распределенными параметрами. Даны анализ результатов расчета на ЭВМ по моделям с распределенными и сосредоточенными параметрами и сравнение их с экспериментом. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.113-585-52

Р у к т е ш е л ь О.С. Автоматизация синтеза функциональной структуры системы автоматического переключения передач. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с.24–29.

Предложен стоимостный критерий эффективности, формализована задача автоматизированного синтеза структуры системы автоматического управления силовым агрегатом транспортной машины. Рассмотрены алгоритмы формирования структур системы автоматического переключения передач (САПП) и их оптимизации. Представлена схема общего алгоритма автоматизированного синтеза структуры САПП. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113

Т а у б е с Л.Е. Моделирование на ЭВМ и расчет технико-экономических параметров автомобиля с гидромеханической трансмиссией. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 29–32.

Описан алгоритм и комплекс программ автоматизированного расчета режимов движения и технико-экономических параметров автомобиля с гидромеханической трансмиссией. Для заданного маршрута определяются режим движения автомобиля (автопоезда) и время при движении на каждой передаче с работающим и заблокированным гидротрансформатором, число переключений передач, двумерные распределения скорости и крутящего момента по пути для каждой передачи, расход топлива на маршруте. – Библиогр. 2.

УДК 629.114.2-585.12

Ц е р е н я А.А. Работа синхронизаторов в тракторной коробке передач с электрогидравлическим управлением. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 33–36.

Рассмотрена работа синхронизаторов на тракторе МТЗ с электрогидравлическим управлением коробкой передач. Графоаналитический метод для определения буксования поверхностей синхронизаторов позволяет рассчитывать угловые скорости синхронизирующих поверхностей с учетом нелинейного характера изменения момента синхронизации. – Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 621.891:585.13:629.114.3

С а м а р ц е в С.Б. Выбор фрикционных характеристик элементов трения гидромеханических передач. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 36–40.

Исследованы динамические нагрузки в трансмиссии и степень нагрева фрикционных дисков муфт ГМП при различных скоростных зависимостях коэффициента трения. Рекомендовано в ГМП большегрузных автомобилей использовать фрикционную пару трения сталь–металлокерамика с отношением статического и динамического коэффициентов трения, близким к единице, и с динамическим коэффициентом трения 0,11...0,12. – Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 5.

УДК 629.113:656.13.052.444

П е к е р Ф.Л., Г е ц о в и ч Е.М. **Об изменении суммарной тормозной силы при торможении автомобиля на повороте.** – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с.40–43.

С целью определения оптимального уровня изменения суммарной тормозной силы, действующей на колеса автомобиля при его торможении на повороте, предлагается критерий качества, учитывающий показатели эффективности торможения, курсовой и траекторной устойчивости автомобиля, а также устойчивости его против опрокидывания. Расчетами на ЭВМ найдена количественная оценка степени влияния ряда конструктивных и эксплуатационных факторов на оптимальный уровень изменения суммарной тормозной силы. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2.02-592

Б о г д а н Н.В. **Совместное торможение трактора моторным тормозом-замедлителем и рабочими тормозами.** – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 43–46.

Приводятся результаты теоретических исследований совместного торможения моторного тормоза-замедлителя и рабочих тормозов трактора Т-150К на принудительном холостом ходу двигателя и с перекрытием выпускных коллекторов. Оценивается эффективность совместного торможения, определяется диапазон замедлений трактора, в котором оно целесообразно. – Ил. 2.

УДК 629.114.2

Б о й к о в В.П., Л е в и н М.А. **Взаимодействие эластичного колесного движителя с основанием, характеризующимся упруговязкопластическими свойствами.** – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 46–50.

Рассматривается модель системы колесный движитель–почва, позволяющая исследовать процесс качения эластичного колеса по грунту с учетом его упруговязкопластических свойств, состояния системы и характера колеобразования. Приведен пример расчета некоторых параметров качения. – Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.113.2-587

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. **Исследование схем привода колесных тракторов и мобильных энергетических средств.** – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 50–54.

Приведены результаты исследований схем привода колесных тракторов и мобильных энергетических средств (МЭС) в зависимости от их мощностных, геометрических параметров и массы. Рассмотрен метод синтеза схем привода, дан пример расчета оптимальных сил тяги на мостах с обеспечением максимальных тягово-сцепных свойств машин. – Ил. 4. Библиогр. 10.

УДК 631.372:629.114.2

В о й т е ш о н о к В.С. **Траектория поворота трактора на склоне и ее регистрация.** – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 54–57.

Приведены формы траекторий поворота полноприводного трактора на склоне. Предложен метод и описан комплект аппаратуры для определения радиуса поворота и смещения центра поворота трактора относительно оси задних колес на отдельных участках траектории. – Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 629.113.012

К а л е й н и к С.Н., К р и в и ц к и й А.М., Ч е р н я в с к а я Л.Е. Экспериментальные исследования характеристик тракторных шин радиальной и диагональной конструкции. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с.57–59.

Приводятся результаты сравнительных испытаний шин 11,2-20 мод. Ф-35 радиальной и диагональной конструкции. — Ил. 3. Табл. 1.

УДК 629.114.2

С к у р т у л А.И., С т е ц к о А.П. Математическая модель динамической системы двигатель–муфта сцепления–трансмиссия–МТА–колесо–почва. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с.59–63.

Приведена математическая модель системы двигатель–муфта сцепления–трансмиссия–МТА–колесо–почва. Изложены результаты исследования влияния коэффициента запаса на работу и мощность буксования муфты сцепления в режиме трогания МТА в составе трактора и прицепа. Обоснованы рациональные коэффициенты запаса и тип муфты сцепления. — Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 629.113.2-587

С т р и г у н о в С.И., Л е ф а р о в А.Х. О целесообразности применения межосевого дифференциала на тракторе класса 2. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 64–66.

Приведены результаты оценки и сравнения тягово-сцепных свойств полноприводных тракторов с заблокированным и дифференциальным межосевыми приводами. Показано, что с целью улучшения тягово-сцепных свойств и поворачиваемости трактора целесообразно применять несимметричный межосевой дифференциал с передаточным числом, равным 2, и резервной блокировкой. — Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.114.2:631.3

К у ш е л ь В.Ю., Ч е ш у н В.С. Снижение сопротивления движению скоростного самоходного шасси высокой проходимости по твердому покрытию. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 67–70.

Приведены результаты исследования энергозатрат скоростного самоходного шасси на высокоэластичных широкопрофильных шинах при движении по асфальтобетонному шоссе. Опыты выполнены на основе теории планирования многофакторного эксперимента. Получено обобщенное уравнение, описывающее зависимость мощности сопротивления движению от полной массы машины, скорости и внутришинного давления. Дана оценка энергетической эффективности введения на машине типа МВУ-30 блокировки гидротрансформатора и применения дополнительной несущей оси. — Ил. 3. Табл. 2. Библиогр. 6.

УДК 631.431

Г у б с к и й А.Г., С у ш к о А.А. Стенд для исследования систем теплообмена моторно-силовых установок. — Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 71–73.

Даются описание конструкции стенда для исследования систем теплообмена моторно-силовой установки и его краткая техническая характеристика. — Ил. 1.

УДК 631.431.73

Железко Б.Е., Корвин-Кучинский В.С., Пышкин Б.Е. Регулятор температуры охлаждающей жидкости двигателя внутреннего сгорания. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 73–75.

Описана конструкция регулятора управления электромагнитной муфтой вентилятора системы охлаждения двигателя. Испытаниями опытного образца регулятора показаны его высокая надежность и достаточная точность срабатывания муфты в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. – Ил. 2.

УДК 621.431

Кленикский В.В. Балансировка карбюратора двухтактного мотоциклетного двигателя. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 75–78.

Рассматривается возможность уменьшения влияния воздухоочистителя на экономические показатели двухтактного одноцилиндрового мотоциклетного двигателя. Обосновывается целесообразность балансирования поплавковой камеры карбюратора мотоциклетного типа по предложенной схеме. Приводятся результаты стендовых и дорожных испытаний. – Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 3.

УДК 621.436-752

Железко Б.Е., Суконоккин В.Н. Определение вибрационной мощности, излучаемой силовой установкой в раму автомобиля. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 78–82.

Предлагается обобщенный критерий для оценки виброактивности автомобильных двигателей и эффективности их подвесок – вибрационная мощность, излучаемая силовой установкой (двигателем с КПП и вспомогательными системами) в раму автомобиля. Приведена методика расчетно-экспериментального определения этого показателя. Определена вибрационная мощность, излучаемая силовой установкой с 12-цилиндровым двигателем (угол развала цилиндров 60°) в раму автомобиля по вертикальной составляющей. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 629.113.056.8

Белоев М.М. Метод оценки экономичности работы автомобильного двигателя. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 83–85.

Даны обзор и анализ известных систем эконометров. Сформулированы требования к эконометру, оценивающему экономичность работы двигателя по косвенным параметрам. Описан метод построения закона функционирования эконометра такого типа. – Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 631.333.6.06

Бобровник А.И., Бендик Н.А., Сабадаш А.А. Нагруженность привода агрегата для внесения твердых органических удобрений. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 86–90.

Приведены диаграммы изменения крутящих моментов на ВОМ трактора, ведущего вала транспортера и разбрасывающих битеров машин для внесения твердых органических удобрений в зависимости от времени и показатели нагруженности ВОМ трактора и рабочих органов машин ПРТ-16 и КСО-9 при различных дозах внесения навоза и торфо-минеральных удобрений. Приведена конструкция предохранительной муфты гидромеханической

кого привода рабочих органов перспективной машины АВТ-Ф-12. – Ил. 2. Табл. 2. Библиогр. 2.

УДК 629.113.004.67

Повышение уровня ремонтпригодности многоосных автомобилей семейства МАЗ на основе комплексного исследования их надежности/С.В. Шумик, А.С. Савич, С.С. Кучур, Е.И. Зенкевич. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 90–96.

Приведены результаты комплексного исследования надежности автомобилей. На основании выдвинутой гипотезы и предложенного показателя реализуемого уровня надежности произведена количественная оценка повышения ремонтпригодности за счет разработанных и внедренных предложений по конструктивно-технологической доработке автомобиля. Обоснована необходимость внесения изменений в нормативы по техническому обслуживанию и ремонту подвижного состава автомобильного транспорта. – Ил. 2. Табл. 4. Библиогр. 2.

УДК 629.113.004.67

Титков В.И., Дятлов О.М. Повышение надежности гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 96–98.

Рассматривается вопрос повышения надежности деталей гидросистемы гидромеханической передачи автомобилей БелАЗ. Приведены результаты исследования дефектов деталей ее основных элементов и даны рекомендации по повышению их износостойкости. – Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 6.

УДК 629.113.004

Шумик С.В., Гернер В.С., Лавринович Е.А. – Совершенствование методов проверки эффективности тормозных систем автотранспортных средств в эксплуатации. – Конструирование и эксплуатация автомобилей, 1986, вып. 1, с. 99–101.

Рассмотрены методы дорожных и стендовых испытаний автомобилей в снаряженном состоянии с учетом ГОСТ 25487–82. Даны рекомендации по испытанию тормозов автомобилей в снаряженном состоянии в частичном режиме, т.е. при пониженном давлении в приводе тормозов. – Ил. 1. Табл. 1.

УДК 629.113.004

Авдонькин Ф.Н., Денисов А.С., Макушин А.А. Изменение показателей надежности и эффективности использования автомобилей КамАЗ в процессе эксплуатации. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 102–108.

Рассмотрена методика определения показателей надежности автомобилей КамАЗ. Для подконтрольной группы автомобилей определены наработки на отказ как по автомобилю в целом, так и по его агрегатам и системам. Даны рекомендации по разработке нормативов предупредительных текущих ремонтов автомобилей КамАЗ и их использованию. – Ил. 3. Табл. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.113.004.67

Ярошевич В.К., Вирратна Дж.Г. Повышение долговечности крестовин карданных передач автомобилей. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 103–111.

Рассмотрены методы повышения долговечности крестовин карданных валов при их изготовлении и восстановлении. – Ил. 2. Библиогр. 7.

УДК 629.113.004.05

П о к л а д Л.Н., С а й А.С. Технологический расчет автотранспортных предприятий с применением ЭВМ. – Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов, 1986, вып. 1, с. 111–114.

Проанализированы результаты расчета АТП, эксплуатирующих автомобили ЗИЛ-130. Приведены графические зависимости трудоемкости и программы технических воздействий, штатной численности рабочих и постов в АТП от годового пробега автомобилей. – Ил. 4. Библиогр. 4.