

ряжений у поверхности детали в плоском случае. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика, вып. 3. Минск, 1976. 5. Рубенчик В.Я. Концентрация напряжений вблизи выемок. — "Вестник машиностроения", 1975, № 12. 6. Устиненко В.Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М., 1972. 7. Угодчиков А.Г. и др. Решение краевых задач плоской теории упругости на цифровых и аналоговых машинах. М., 1970. 8. Рубенчик В.Я. О построении конформного отображения для расчета напряжений в зубьях шестерен. — В сб.: Мат-лы секции теоретической и прикладной механики. 26-я науч.-техн. конф. БПИ. Минск, 1970.

И.И. Леонович, А.В. Жуков, К.Б. Абрамович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ДОРОГИ

При проектировании и эксплуатации дорог, а также транспортных систем необходимо учитывать динамическое нагружение как дорожной конструкции, так и тягового, и прицепного подвижного состава.

В работах [1,2] рассматривается случай вертикальных колебаний двухосной транспортной системы при неустановившемся движении и одновременным переездом через единичную синусоидальную неровность. Приведенные данные теоретических и экспериментальных исследований подтверждают существенное различие вертикальных колебаний системы, а следовательно, и давлений на дорогу при установившихся и неустановившихся режимах движения. Значительное влияние на нагруженность систем оказывает время начала торможения или разгона, а также величина тормозных или движущих сил.

Следует отметить, что предложенная в работах [1,2] методика касается только двухосной транспортной системы и идеализированных синусоидальных неровностей дороги.

Автопоезд МАЗ-509+ТМЗ-803 представляет собой сложную многоосную динамическую систему. Учет многомассовости автопоезда, упругости рессор, шин, перевозимого груза, реального микрорельефа дорог и др. требует проведения специальных исследований совершенствования методики расчета колебаний системы на неустановившихся режимах движения.

Рассмотрим многоосную транспортную систему при движении ее по дороге с реальным микрорельефом на неустановившемся режиме. Расчетная схема автопоезда в составе двухосного тягача и двухосного прицепа-ропуса приведена в работах [3,4].

В соответствии с прицепом Лагранжа на основании выражений кинетической, потенциальной энергии и диссипативной функции получены следующие дифференциальные уравнения вертикальных колебаний автопоезда:

$$(M_T + m_{1x})\ddot{z}_T + k^I \dot{z}_T + c^I z_T + m_{1x}(1-d)\ddot{\theta} + k^{II} \dot{\theta} + c^{II} \theta - k_1 \dot{\xi}_1 - c_1 \xi_1 - k_2 \dot{\xi}_2 - c_2 \xi_2 + K_1 K_2 k_x \dot{z}_\Pi + K_1 K_2 c_x z_\Pi - K_1 k_x z_x - K_1 c_x z_x = 0;$$

$$M_T \rho_T^2 \ddot{\theta} + m_{1x}(1-d)^2 \ddot{\theta} + k^{III} \dot{\theta} + c^{III} \theta + m_{1x}(1-d)\ddot{z}_T + k^{II} \dot{z}_T + c_2 z_T + l_1 k_1 \dot{\xi}_1 + c_1 l_1 \xi_1 - l_2 k_2 \dot{\xi}_2 - l_2 c_2 \xi_2 + K_2 K_3 k_x \dot{z}_\Pi + K_2 K_3 c_x z_\Pi - K_2 k_x \dot{z}_x - K_2 c_x z_x = 0;$$

$$m_1 \ddot{\xi}_1 + (k_1 + k_{ш1}) \dot{\xi}_1 + (c_1 + c_{ш1}) \xi_1 - k_1 \dot{z}_T - c_1 z_T + k_1 l_1 \dot{\theta} + c_1 l_1 \theta = k_{ш1} \dot{q}_1 + c_{ш1} q_1 + R'_{T1};$$

$$m_2 \ddot{\xi}_2 + (k_2 + k_{ш2}) \dot{\xi}_2 + (c_2 + c_{ш2}) \xi_2 - k_2 \dot{z}_T - c_2 z_T - l_2 k_2 \dot{\theta} - c_2 l_2 \theta = k_{ш2} \dot{q}_2 + c_{ш2} q_2 + R'_{T2};$$

$$M_x \ddot{z}_x + k_x \dot{z}_x + c_x z_x - k_x K_1 \dot{z}_T - c_x K_1 z_T - k_x K_3 \dot{z}_\Pi - c_x K_3 z_\Pi - k_x K_2 \dot{\theta} - c_x K_2 \theta = 0;$$

$$(M_\Pi + m_{2x})\ddot{z}_\Pi + k^{IV} \dot{z}_\Pi + c^{IV} z_\Pi + K_2 K_1 k_x \dot{z}_T + c_x K_1 K_2 z_T - k_x K_3 \dot{z}_x - c_x K_3 z_x + k_x K_2 K_3 \dot{\theta} +$$

$$+c_x K_2 K_3 \theta = q_3 \frac{1_6}{b} k_{ш3} + q_3 \frac{1_6}{b} c_{ш3} + q_4 \frac{1_6}{a} x \\ \times k_{ш4} + q_4 \frac{1_6}{a} c_{ш4} + R'_{п2},$$

где $c' = c_1 + c_2 + K_1^2 c_x$; $c'' = l_2 c_2 + l_1 c_1 + K_1 K_2 c_x$; $c''' =$
 $= l_1^2 c_1 + l_2^2 c_2 + K_3^2 c_x$; $k' = k_1 + k_2 + K_1^2 k_x$; $k'' =$
 $= l_2 k_2 - l_1 k_1 + K_1 K_2 k_x$; $k''' = l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2 + K_2^2 k_x$;
 $c^iv = \frac{1_6}{b^2} c_{ш3} + \frac{1_6}{a^2} c_{ш4} + K_3 c_x$;

$$k^{iv} = \frac{1_6}{b^2} k_{ш3} + \frac{1_6}{a^2} k_{ш4} + K_3^2 k_x$$

$$K_1 = \frac{L_{п} - \epsilon}{L_{п} + d} ; K_2 = \frac{(1_2 - d)(L_{п} - \epsilon)}{L_{п} + d} ;$$

$$K_3 = \frac{d + \epsilon}{L_{п} + d} ;$$

$$m_{1x} = \frac{I_0}{(\epsilon + d)(L_{п} + d)} ; m_{2x} = \frac{I_0}{(L_{п} - d)(L_{п} + d)} ;$$

$$M_x = m_0 - \frac{I_0}{(\epsilon + d)(L_{п} - \epsilon)}$$

В приведенных уравнениях $z_T, z_{п}, z_x$ — вертикальные перемещения центра тяжести соответственно тягача, пакета хлыстов и прицепа; θ — продольно-угловые перемещения поддрессоренной массы тягача; ξ_1, ξ_2 — вертикальные перемещения неподдрессоренных масс передней и соответственно задней осей тягача; I_0 — момент инерции пакета хлыстов; m_0 — полная масса пакета хлыстов; $M_T, M_{п}$ — соответственно поддрессоренная масса тягача и масса прицепа роспуска; m_1, m_2 — неподдрессоренные массы соответственно передней и задней осей тягача; ρ_T — радиус инерции поддрессоренной массы тя-

гача; c_1, c_2 — вертикальные жесткости передней и задней рес-сор тягача; $c_{ш1}, c_{ш2}, c_{ш3}, c_{ш4}$ — вертикальные жесткости со-ответствующих осей тягача и прицепа; c_x — жесткость паке-та хлыстов при изгибе; k_1, k_2 — коэффициенты сопротивления вертикальным перемещениям в передней и задней подвесках тягача; $k_{ш1}, k_{ш2}, k_{ш3}$ и $k_{ш4}$ — коэффициенты вертикального сопротивления шин соответствующих осей автопоезда; k_x — коэффициент сопротивления изгибу пакета хлыстов; q_1, q_2, q_3 и q_4 — текущие значения высот неровностей под колесами со-ответствующих осей автопоезда, $q_1 = f(t)$; $q_2 = f(t - \tau_1)$; $q_3 = f(t - \tau_2)$; $q_4 = f(t - \tau_3)$; τ_1, τ_2 и τ_3 — за-паздывание воздействия на последующие оси по отношению к предыдущим, $\tau_1 = \frac{L_T}{v}$; $\tau_2 = \frac{L_{II} + L_{II} - a}{v}$; $\tau_3 = \frac{L_T + L_{II} - b}{v}$;

v — скорость движения автопоезда.

Воздействие от дороги задается в виде таблицы значений высот неровностей q_n по длине дороги через определенные интервалы S .

Время t_n , соответствующее каждому из задаваемых значений высот, определялось по формуле

$$t_n = \frac{v_n}{j} - \sqrt{\left(\frac{v_n}{j}\right)^2 - \frac{2S_n}{j}}, \quad n=1,2,3\dots$$

$v_n = v_{n-1} - jt_{n-1}$ (при v скорость $v_{n-1} = v_0$, а начальная скорость v задается).

Выражения для функций $R'_{T1} = f(t)$; $R'_{T2} = f(t)$ и $R'_{II2} = f(t)$ равны:

$$R'_{T1} = \frac{R'_{II1} d}{L_T} + \frac{m_T(p_T + p_{II})(h_T - h_{кр})}{L_T} + \frac{h_{кр}}{L_T} p_{II};$$

$$R'_{T2} = \frac{R'_{II1} d}{L_T} - \frac{m_T(p_T + p_{II})(h_T - h_{кр})}{L_T} -$$

$$- \frac{h_{кр}}{L_T} p_{II} ;$$

$$R'_{II2} = - \frac{m(p_T + p_{II})(h_c - h_{кр})}{L_{II} + d} - \frac{h_{кр}}{L_{II} + d} p_{II} ,$$

$$\text{где } R'_{II1} = \frac{m(p_T + p_{II})(h_c - h_{кр})}{L_{II} + d} + \frac{h_{кр}}{L_{II} + d} p_{II} ;$$

$$p_T = \varphi \frac{M_T g + \frac{(L_{II} - \varepsilon)(M_T + m_O + M_{II})g}{L_{II}}}{t_{пр}} t ;$$

$$p_{II} = \varphi \frac{(\varepsilon + d)(M_T + m_O + M_{II})g}{L_{II} + t_{пр}} t ;$$

$$p_T + p_{II} = \varphi \frac{(M_T + m_O + M_{II})g}{t_{пр}} t ;$$

$$m_T = \frac{M_T}{M_T + (m_O + M_{II})} ; m_{II} = \frac{M_{II} + m_O}{M_T + (m_O + M_{II})} .$$

Функции $R'_{T1}, R'_{T2}, R'_{II2}$ зависят от времени t . От начала момента торможения, соответствующего скорости V_O и до времени $t = t_{пр}$ происходит возрастание функций R'_{T1}, R'_{T2} и R'_{II2} , после чего эти функции остаются постоянными до полной остановки автопоезда, т.е. они сохраняют те значения, которые приобрели к моменту времени $t = t_{пр}$.

Задача по определению вертикальных динамических давлений на дорогу на режиме торможения с учетом и без учета перераспределения нагрузок на оси решалась на ЭЦВМ "М-220" для автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803 при случайном возмущении. Воздействие от дороги задавалось в виде таблицы реальных значений высот неровностей по длине опытных участков через определенные интервалы. В расчет принимались опытные участки дорог с гравийным покрытием, характеризующиеся различной

степенью ровности, причем широко варьировались начальные скорости движения (V_0) и ускорение при замедленном движении (j).

Проведенные исследования показали, что функции $R = f(t)$ носят характер случайных колебаний. Причем по мере прохождения автопоездом опытного участка ($\sigma_n = 1,15$ см) он существенно изменяется.

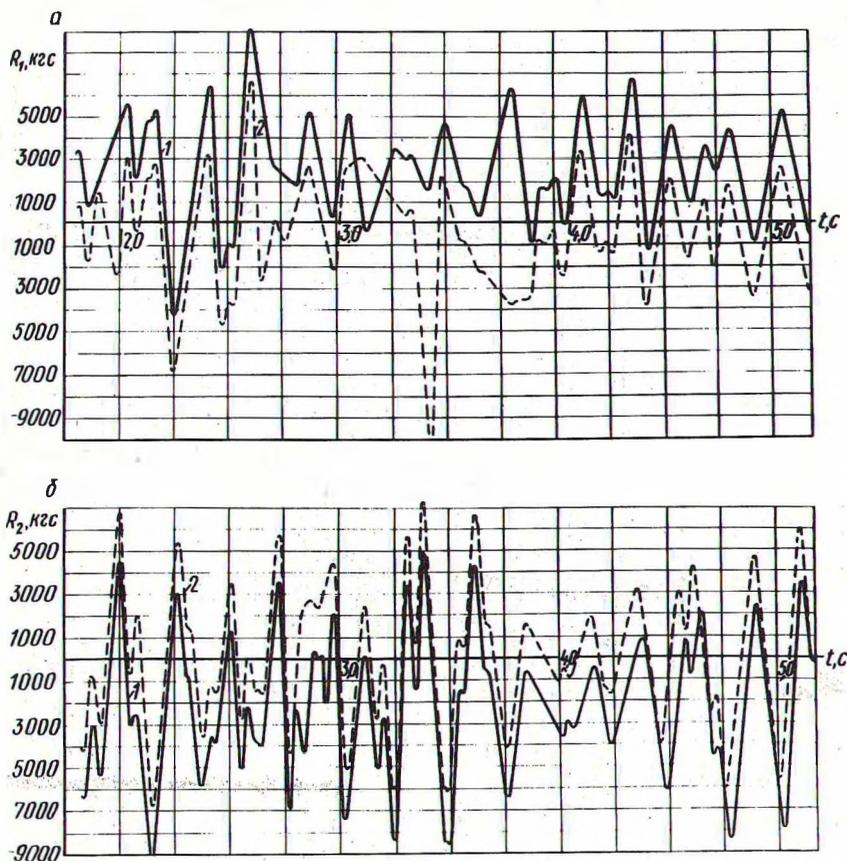


Рис. 1. Зависимости величины изменения вертикальных давлений колес передней (а) и задней (б) осей тягача на дорогу от t при торможении ($v = 5,5$ м/с, $j = 0,38$ м/с²): 1 — с учетом, 2 — без учета перераспределения нагрузок на оси.

В начале движения по опытному участку заметно проявляются относительно высокие частоты. По мере снижения скорости движения высокочастотные гармоники исчезают, что в

основном объясняется изменением характера возмущений от дороги по мере торможения при движении по участку, а также особенностями микрорельефа.

По абсолютным значениям максимумы давлений от задней оси тягача для случая учета перераспределения нагрузок на оси меньше, чем без учета примерно на 2000 кгс (для рассматриваемых условий). Различие в частотах и максимальных давлениях на дорогу от передней оси прицепа (рис. 2) с учетом и без учета перераспределения нагрузок на оси не наблюдается.

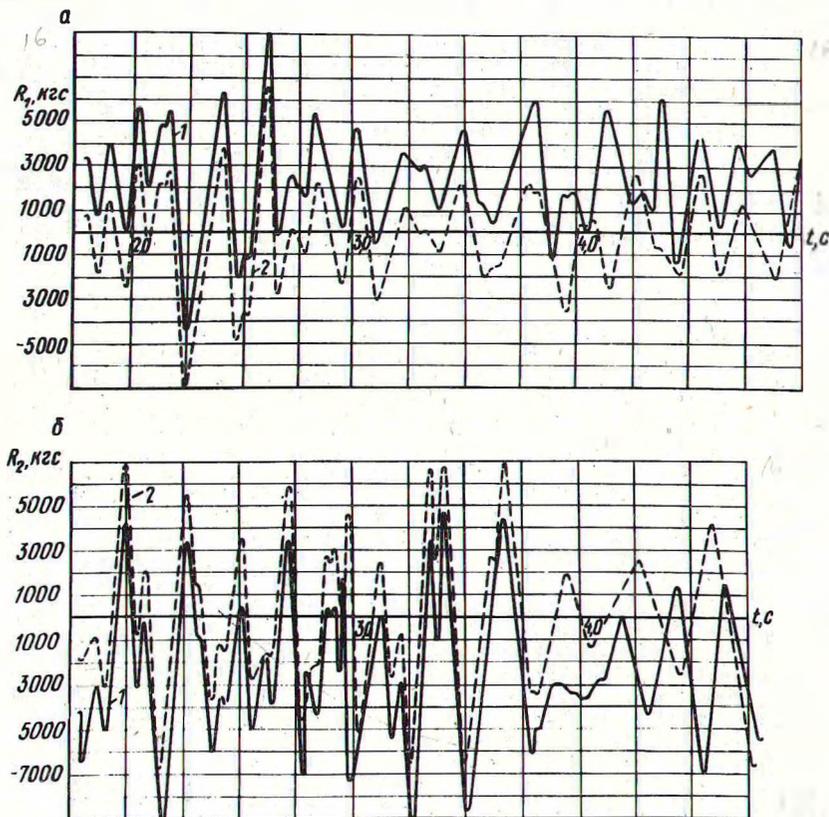


Рис. 2. Зависимость изменения величины вертикальных давлений колес передней (а) и задней (б) осей тягача на дорогу от t при торможении ($v_0 = 5,5$ м/с, $j = 1,14$ м/с²): 1 — с учетом, 2 — без учета перераспределения нагрузок на оси.

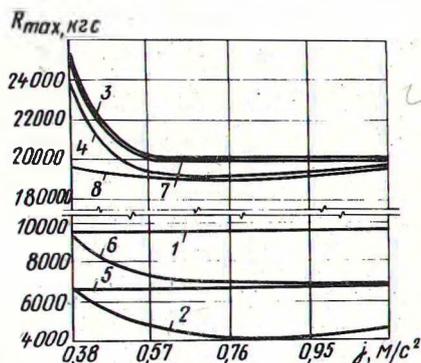
При торможении, как известно из общей теории неустойчившегося движения автопоездов [5], на передней оси тягача вертикальная нагрузка возрастает, а на задней уменьшается. Результаты наших исследований не противоречат этому. Из

рис. 1 и 2 видно, что кривые 1, соответствующие давлению на дорогу от передней оси тягача при учете перераспределения нагрузок на оси, находятся выше, а кривые 2, соответствующие давлению от задней оси тягача, — ниже.

Исследования показали, что динамические нагрузки, передающиеся дорожному покрытию, существенно зависят от величины продольных ускорений автопоезда.

Приведенные зависимости максимальных значений давлений (с учетом $R_{1\max}$, $R_{2\max}$, $R_{3\max}$, $R_{4\max}$ и без учета $R'_{1\max}$, $R'_{2\max}$, $R'_{3\max}$, $R'_{4\max}$ перераспределения нагрузок на оси автопоезда при движении в зависимости от величины ускорения j при начальной скорости движения $v_0 = 5,5$ м/с изображены на рис. 3. Эти зависимости показали, что для передней оси тягача по мере возрастания величины отрицательного ускорения максимальное давление на дорогу как в случае учета, так и без учета перераспределения нагрузок на оси остается почти постоянным. Различие по абсолютным значениям между кривыми 1 и 5 (рис. 3) существенно (1480 кгс). Ве-

Рис. 3. Зависимость максимальных значений давлений колеса автопоезда на дорогу от j при $v_0 = 5,5$ м/с с учетом (1, 2, 3, 4) и без учета (5, 6, 7, 8) перераспределения нагрузок на оси: 1, 5 — $R_{1\max}$; 2, 6 — $R_{2\max}$; 3, 7 — $R_{3\max}$; 4, 8 — $R_{4\max}$.



личины максимальных давлений на дорогу от задней оси тягача (примерно при той же величине различий по абсолютным значениям) во всем диапазоне изменения j (рис. 3, кривые 2 и 6) снижается по мере его увеличения. Отсюда видно, что наиболее интенсивное снижение R_{\max} и R'_{\max} наблюдается в интервале j от 0,38 до 0,57 м/с². С изменением j от 0,57 до 0,76 м/с² R_{\max} и R'_{\max} достигают наименьшего значения. При дальнейшем возрастании j максимальные значения ди-

намического давления несколько возрастают (в рассматриваемом диапазоне изменения j).

Как и следовало ожидать, при торможении нагрузка от передней оси тягача увеличивается, а на задней уменьшается (рис. 3, кривые 1,5 и 2,6, табл. 1).

Влияние начальной скорости движения v_0 на R_{\max} , R_{\min} , и σ_R , а также на R'_{\max} , R'_{\min} и σ'_R видно из данных, приведенных в табл. 1.

Так, если при $v_0 = 5,5$ м/с и $j = 1,14$ м/с² $R_{1\max}$ составляет 9575 кгс, то при $v_0 = 8,33$ м/с и том же значении $jR_{1\max} = 10492$ кгс. Для задней оси тягача соответствующие значения $R_{2\max}$ составляют 4605 и 7958 кгс. Для случая когда перераспределение нагрузок на оси не учитывается, различие в значениях $R_{1\max}$ и $R_{2\max}$ менее существенно: так при $v_0 = 5,5$ м/с $R'_{1\max} = 6984$ кгс, а при $v_0 = 8,33$ м/с — 7874 кгс.

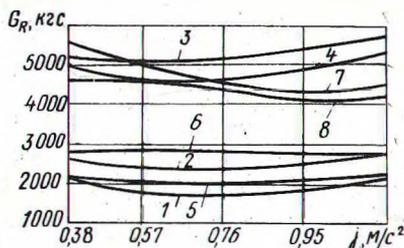
Зависимость среднеквадратичных значений давлений на дороге от j при $v_0 = 5,5$ м/с приведена на рис. 4. Харак-

Таблица 1.

| Ось автопоезда | С учетом перераспределения нагрузок на оси, кгс | | | Без учета перераспределения нагрузок на оси, кгс | | |
|----------------|---|-----------------------------|--------------|--|-----------------------------|--------------|
| | R_{\max} | R_{\min} | σ_R | R'_{\max} | R'_{\min} | σ'_R |
| | $v_0 = 5,5$ м/с | $j = 3,10$ м/с ² | $S_n = 35$ м | $v_0 = 5,5$ м/с | $j = 3,10$ м/с ² | $S_n = 35$ м |
| (R_1) | 10646 | -4908 | 2418 | 8084 | -7287 | 2381 |
| (R_2) | 8445 | -16674 | 3671 | 10375 | -14080 | 3627 |
| (R_3) | 20180 | -15908 | 4903 | 20558 | -15747 | 4967 |
| (R_4) | 19485 | -15802 | 4482 | 19578 | -15667 | 4552 |
| | $v_0 = 5,5$ м/с | $j = 1,14$ м/с ² | $S_n = 20$ м | $v_0 = 5,5$ м/с | $j = 1,14$ м/с ² | $S_n = 20$ м |
| (R_1) | 9575 | -4484 | 2010 | 6984 | -7078 | 2137 |
| (R_2) | 4605 | -8253 | 2700 | 6983 | -8867 | 2800 |
| (R_3) | 20136 | -16098 | 5641 | 20220 | -16015 | 4557 |
| (R_4) | 19514 | -16021 | 5227 | 19620 | -15914 | 4203 |
| | $v_0 = 8,33$ м/с | $j = 1,14$ м/с ² | $S_n = 46$ м | $v_0 = 8,33$ м/с | $j = 1,14$ м/с ² | $S_n = 46$ м |
| (R_1) | 10492 | -3320 | 2018 | 7874 | -5974 | 2181 |
| (R_2) | 7958 | -11749 | 2686 | 10323 | -9378 | 2926 |
| (R_3) | 25167 | -15999 | 5671 | 23830 | -15907 | 5314 |
| (R_4) | 24105 | -16008 | 5404 | 19287 | -15902 | 4643 |

тер протекания кривых давлений $\sigma_{R1}, \sigma_{R2}, \sigma_{R3}$ и σ_{R4} (рис. 4, кривые 1,2,3,4) идентичен. Наименьшие значения σ_{R1} и σ_{R2} наблюдаются при $j = 0,57 - 0,76 \text{ м/с}^2$, а σ_{R3} и σ_{R4} -- при $j = 0,57 \text{ м/с}^2$. При дальнейшем увеличении j среднеквадратичные значения давлений от осей автопоезда возрастают. Наибольшее давление (σ_R), передающееся дорожному покрытию, возникает от передней оси прицепа-ропуски ТМЗ-803 и достигает 5700 кгс.

Рис. 4. Зависимость среднеквадратичных величин давлений колес автопоезда на дорожку от j при $v = 5,5 \text{ м/с}$ с учетом (1, 2, 3, 4) и без учета (5, 6, 7, 8) перераспределения нагрузок на оси: 1, 5 — σ_{R1} ; 2, 6 — σ_{R2} ; 3, 7 — σ_{R3} ; 4, 8 — σ_{R4} .



Характер протекания кривых $\sigma'_{R1}, \sigma'_{R2}, \sigma'_{R3}$ и σ'_{R4} (без учета перераспределения нагрузок на оси) существенно отличается от кривых $\sigma_{R1}, \sigma_{R2}, \sigma_{R3}$ и σ_{R4} (с учетом перераспределения нагрузок на оси). Наибольшее среднеквадратичное значение давления σ_{R3} и σ_{R4} достигается в интервале $j = 0,95 - 1,14 \text{ м/с}^2$, σ_{R1} — при $j = 0,57 - 0,76 \text{ м/с}^2$. Что касается нагрузки, передающейся дорожному покрытию от задней оси тягача (σ_{R2}), характерным является то обстоятельство, что при изменении j от 0,38 до 1,14 м/с^2 давление почти не изменяется и составляет примерно 2780 кгс.

Следует отметить, что по абсолютной величине σ_R существенно отличается от σ'_R . Так, например, при $j = 0,38 \text{ м/с}^2$ σ'_{R3} больше σ_{R3} на 380 кгс, а при $j = 0,95 \text{ м/с}^2$ это различие достигает наибольшего значения (для рассматриваемых условий движения) и составляет 1080 кгс. Наибольшее различие кривых σ_{R4} и σ'_{R4} наблюдается при $j = 1,14 \text{ м/с}^2$ и достигает 1000 кгс. При $j = 0,38 - 1,14 \text{ м/с}^2$ численные значения σ_{R1} и σ_{R2} меньше σ'_{R1} и σ'_{R2} .

Таким образом, проведенные исследования показали, что при определении динамических нагрузок, передающихся дорожному покрытию от колес автопоезда, учет неустановившегося движения является необходимым. Учет перераспределения нагрузок на оси уточняет результаты исследований.

Изложенная методика и приведенная математическая модель может быть использована при определении динамических нагрузок на дорогу и параметров вертикальных колебаний автопоездов.

Конкретные результаты исследований рекомендуются как для оценки динамической нагруженности дороги, так и при проектировании транспортных систем с учетом неустановившегося движения автопоезда.

Л и т е р а т у р а

1. Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин. Минск, 1973.
2. Жуков А.В. Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона. — "Автомобильная промышленность", 1973, № 2.
3. Леонович И.И. и др. Исследование динамического воздействия на дорогу лесовозных автомобильных поездов. — "Весті АН БССР, сер. фіз.-тэхн. навук", 1974, № 3.
4. Жуков А.В. и др. Исследование вертикальной динамики лесовозного автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803. — "Лесной журнал", 1975, № 2.
5. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда, М., 1967.

М.А. Левин, В.В. Гуськов, Ю.А. Гурвич,
А.Т. Скойбеда

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО КОЛЕСА К ИССЛЕДОВАНИЮ КОЛЕБАНИЙ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС ТРАКТОРА

В работе с использованием теории качения [1] получены уравнения, описывающие динамику колебательного процесса управляемых ведомых колес трактора "Беларусь". Вычислены также границы областей устойчивости и время затухания колебаний в функции параметров системы на основе программы на ФОРТРАНе для ЭВМ "Минск-32".

Схема системы управляемых колес представлена на рис. 1. Считается, что в процессе движения точки А перемещается прямолинейно и равномерно со скоростью V . Динамическая система характеризуется следующими обобщенными координатами: $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, w_1, w_2$, где δ_1 — угол поворота балки вокруг оси в точке А, причем ось образует угол ρ с горизонталью (угол продольного наклона шкворня); w_1 — перемещение левого колеса вдоль оси левого шкворня из положения статического равновесия; w_2 — аналогично для правого колеса; $\delta_2' = \delta_{20} + \delta_2$ — угол поворота левого колеса

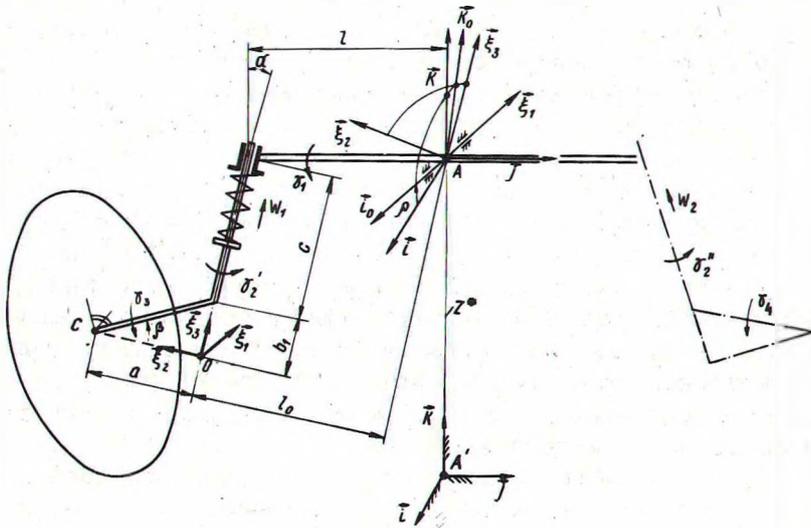


Рис. 1. Схема динамической системы.

вокруг оси шкворня, причем δ_{20} — угол поворота в положении статического равновесия, равный углу схождения. Аналогично для правого колеса — $\delta_2'' = -\delta_{20} + \delta_2$; $\delta_3 + \omega_0 t$ — угол поворота левого колеса во вращении вокруг его оси по отношению к системе шкворня; $\delta_4 + \omega_0 t$ — аналогичный угол поворота для правого колеса. Известна также жесткость пружин подвески c_w и жесткость c_γ , измеряемая при изменении угла δ_2 . Предполагается также, что геометрический центр колеса совпадает с его центром тяжести.