

УДК 625.08

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДМОТОРНОЙ РАМЫ СКРЕПЕРА МОАЗ-6014

М.Э. ПОДЫМАКО

*Могилевский государственный технический университет,
Республика Беларусь*

Основным источником возмущения для самоходной машины при движении в транспортном режиме является макро- и микропрофиль дороги. Макропрофиль – это неровности опорной поверхности, по которой движется машина, имеющие значительную длину и высоту. Микропрофиль – это неровности относительно малой (по сравнению с размерами самоходной машины) длины и высоты. Нагруженность элементов самоходной машины в основном обуславливается воздействием микропрофиля опорной поверхности.

Целью работы является анализ влияния давления воздуха в шинах на нагруженность подмоторной рамы скрепера МоАЗ – 6014.

В большинстве случаев корреляционная функция микропрофиля хорошо аппроксимируется зависимостью вида [1]

$$R_q(\tau) = (\alpha_1 e^{-\alpha_1 \cdot \tau} + \alpha_2 e^{-\alpha_2 \cdot \tau} \cdot \cos \beta \cdot \tau) \cdot D_q, \quad (1)$$

где τ – время движения;

$\alpha_1, \alpha_2, \beta$ – коэффициенты корреляционной связи;

D_q – дисперсия ординат микропрофиля.

Опыт исследования дорог, характерных для движения тяжелых машин, показывает, что наиболее характерными следует считать следующие данные: $D_q = 16 - 25$ см – для временных дорог, периодически улучшаемых грейдерами; $D_q = 36 - 60$ см – для тяжелых, редко улучшаемых проселочных дорог [1].

Основными факторами, определяющими нагруженность элементов металлоконструкции скрепера при движении его в транспортном режиме, являются силы инерции и моменты сил инерции от агрегатов и элементов конструкции, а также от набранного в ковш грунта. Инерционная сила в вертикальной плоскости от агрегата или элемента с учетом статической составляющей определяется по формуле [2]:

$$F_{ui} = m_i \cdot (g + \ddot{z} \pm \ddot{\varphi} \cdot l_{\varphi i} \pm \ddot{\gamma} \cdot l_{\gamma i}), \quad (2)$$

где m_i – масса i -го агрегата или элемента, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

\ddot{z} – вертикальное ускорение центра масс скрепера, м/с²;

$\ddot{\varphi}, \ddot{\gamma}$ – угловые ускорения скрепера, соответственно, относительно поперечной и продольной осей, проходящих через центр масс скрепера, рад/с²;

$l_{\varphi i}, l_{\gamma i}$ – расстояния, соответственно, от поперечной и продольной осей скрепера до центра масс i -го агрегата или элемента, м.

Для определения величины вертикальных и угловых ускорений проанализируем динамическую модель скрепера (рис. 1).

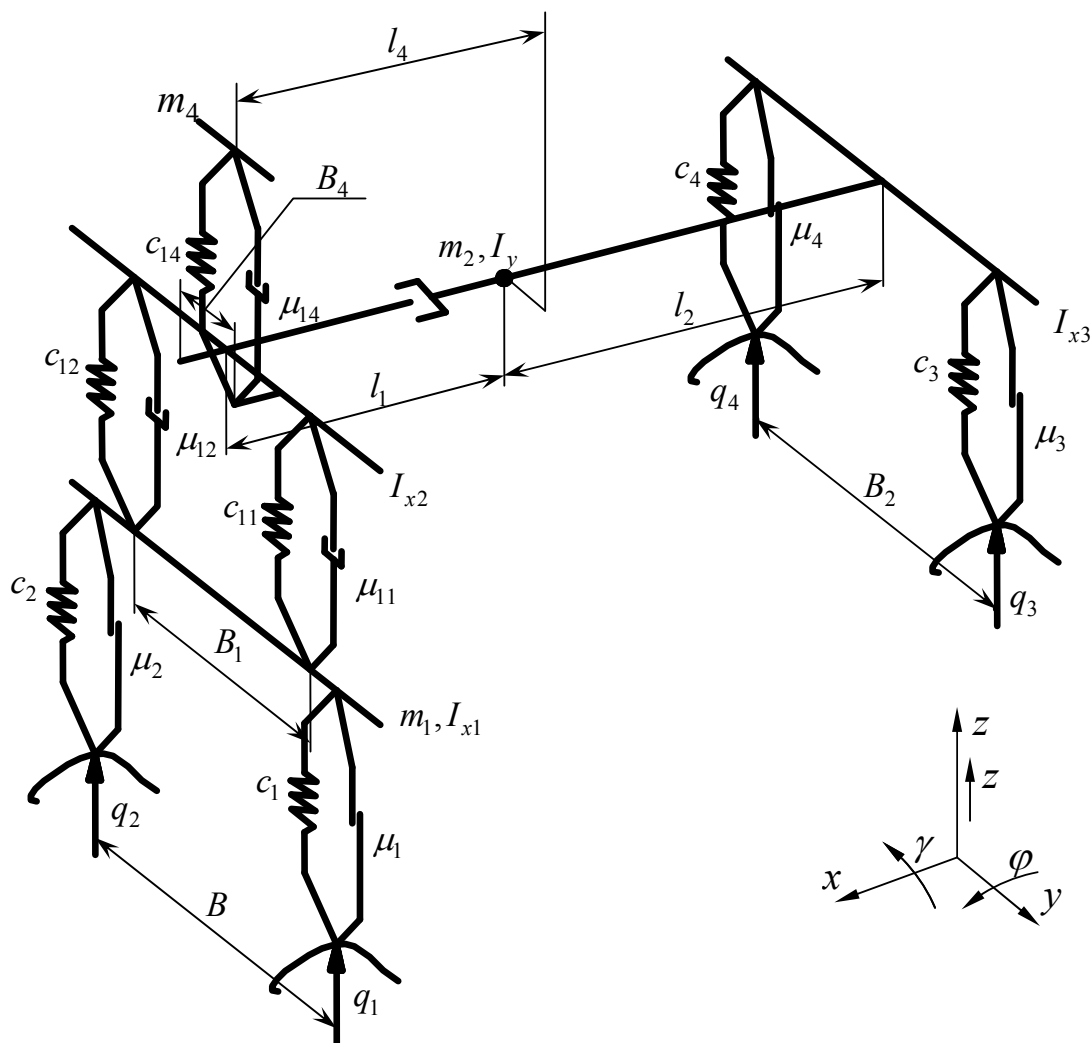


Рис. 1. Динамическая модель скрепера

В принятой модели: q_1, q_2, q_3, q_4 – высоты неровностей под колесами скрепера, м; m_1 – масса неподдресоренных частей, кг; m_2 – масса поддресоренных частей, кг; I_{x1}, I_{x2}, I_{x3} – моменты инерции, соответственно, неподдресоренных частей, тягача, тяговой рамы с ковшом и грунтом относительно продольной оси, проходящей через центр масс скрепера, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; I_y – момент инерции скрепера относительно поперечной оси, проходящей через центр масс скрепера, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; B, B_1, B_2 – соответственно, колеи тягача, рессор, скрепера, м; B_4 – расстояние от продольной оси скрепера до вертикальной оси рабочего места оператора, м; l_1, l_2 – расстояния, соответственно, от передней и задней осей скрепера до центра масс скрепера, м; l_4 – расстояние от центра масс скрепера до вертикальной оси рабочего места оператора, м; c_1, c_2, c_3, c_4 – коэффициенты радиальной жесткости шин, Н/м; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ – коэффициенты сопротивления шин, Н·с/м; c_{11}, c_{12} – коэффициенты жесткости рессор, Н/м; μ_{11}, μ_{12} – коэффи-

циенты сопротивления амортизаторов, Н·с/м; c_{14} – коэффициент жесткости подвески рабочего места оператора, Н/м; μ_{14} – коэффициент сопротивления подвески рабочего места оператора, Н·с/м; m_4 – масса оператора, кг.

Определим силы, действующие в упругих и диссипативных элементах динамической модели.

$$\text{Упругая сила в передней левой шине } F_{y1} = c_1 \cdot (q_1 - z_1 - \gamma_1 \cdot B/2),$$

где z_1 – вертикальное перемещение центра масс неподрессоренных частей, м;

γ_1 – угловое перемещение неподрессоренных частей относительно оси x , рад.

$$\text{Диссипативная сила в передней левой шине } F_{o1} = \mu_1 \cdot (\dot{q}_1 - \dot{z}_1 - \dot{\gamma}_1 \cdot B/2),$$

где \dot{z}_1 – вертикальная скорость центра масс неподрессоренных частей, м/с;

$\dot{\gamma}_1$ – угловая скорость неподрессоренных частей относительно оси x , рад/с.

$$\text{Упругая сила в левой задней шине } F_{y3} = c_3 \cdot \left(q_3 - z_2 - \gamma_3 \cdot \frac{B_2}{2} - \varphi \cdot l_2 \right),$$

где z_2 – вертикальное перемещение центра масс скрепера, м;

γ_3 – угловое перемещение тяговой рамы с ковшом и грунтом относительно оси

x , рад;

φ – угловое перемещение скрепера с тягачом относительно оси y , рад.

Диссипативная сила в левой задней шине

$$F_{o3} = \mu_3 \cdot \left(\dot{q}_3 - \dot{z}_2 - \dot{\gamma}_3 \cdot \frac{B_2}{2} - \dot{\varphi} \cdot l_2 \right),$$

где \dot{z}_2 – вертикальная скорость центра масс скрепера, м/с;

$\dot{\gamma}_3$ – угловая скорость тяговой рамы с ковшом и грунтом относительно оси x ,

рад/с;

$\dot{\varphi}$ – угловая скорость скрепера с тягачом относительно оси y , рад/с.

$$\text{Упругая сила в левой рессоре } F_{y11} = c_{11} \cdot \left(z_1 - z_2 + \gamma_1 \cdot \frac{B_1}{2} - \gamma_2 \cdot \frac{B_1}{2} + \varphi \cdot l_1 \right),$$

где γ_2 – угловое перемещение тягача относительно оси x , рад.

Диссипативная сила в левой рессоре

$$F_{o11} = \mu_{11} \cdot \left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2 + \dot{\gamma}_1 \cdot \frac{B_1}{2} - \dot{\gamma}_2 \cdot \frac{B_1}{2} + \dot{\varphi} \cdot l_1 \right),$$

где $\dot{\gamma}_2$ – угловая скорость тягача относительно оси x , рад/с.

Упругая сила в подвеске рабочего места оператора

$$F_{y14} = c_{14} \cdot (z_2 - z_4 + \gamma_2 \cdot B_4 - \varphi \cdot l_4),$$

где z_4 – вертикальное перемещение оператора, м.

Диссипативная сила в подвеске рабочего места оператора

$$F_{o14} = \mu_{14} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_4 + \dot{\gamma}_2 \cdot B_4 - \dot{\varphi} \cdot l_4),$$

где \dot{z}_4 – вертикальная скорость оператора, м/с.

Усилия в остальных упругих и диссипативных элементах определяются аналогично с учетом знаков.

Рассмотрев равновесие масс, входящих в динамическую модель, получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \cdot \ddot{z}_1 = F_{y1} + F_{\delta1} + F_{y2} + F_{\delta2} - F_{y11} - F_{\delta11} - F_{y12} - F_{\delta12}; \\ I_{x1} \cdot \ddot{\gamma}_1 = (F_{y1} + F_{\delta1} - F_{y2} - F_{\delta2}) \cdot \frac{B}{2} + (F_{y12} + F_{\delta12} - F_{y11} - F_{\delta12}) \cdot \frac{B_1}{2}; \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 = F_{y12} + F_{\delta12} + F_{y11} + F_{\delta12} + F_{y3} + F_{\delta3} + F_{y4} + F_{\delta4} - F_{y14} - F_{\delta14}; \\ I_{x2} \cdot \ddot{\gamma}_2 = (F_{y11} + F_{\delta11} - F_{y12} - F_{\delta12}) \cdot \frac{B_1}{2} - (F_{y14} + F_{\delta14}) \cdot B_4; \\ I_y \cdot \ddot{\varphi} = (F_{y3} + F_{\delta3} + F_{y4} + F_{\delta4}) \cdot l_2 + (F_{y14} + F_{\delta14}) \cdot l_4 - \\ - (F_{y12} + F_{\delta12} + F_{y11} + F_{\delta12}) \cdot l_1; \\ I_{x3} \cdot \ddot{\gamma}_3 = (F_{y3} + F_{\delta3} - F_{y4} - F_{\delta4}) \cdot \frac{B_2}{2}; \\ m_4 \cdot \ddot{z}_4 = F_{y14} + F_{\delta14}; \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} dz_1 / dt = \dot{z}_1; \\ d\gamma_1 / dt = \dot{\gamma}_1; \\ dz_2 / dt = \dot{z}_2; \\ d\gamma_2 / dt = \dot{\gamma}_2; \\ d\varphi / dt = \dot{\varphi}; \\ d\gamma_3 / dt = \dot{\gamma}_3; \\ dz_4 / dt = \dot{z}_4. \end{array}$$

Давление воздуха в шине определяет величину ее радиальной жесткости [1]

$$c = \frac{Q}{f} \cdot g, \tag{3}$$

где Q – номинальная грузоподъемность шины, кг;

f – соответствующий статический прогиб шины, м.

В свою очередь статический прогиб шины определяется по формуле Хедекеля [1]

$$f = \frac{Q \cdot g}{\pi \cdot p_{ш} \cdot \sqrt{2RD}}, \tag{4}$$

где $p_{ш}$ – давление в шине, Па;

R – радиус кривизны протектора, м;

D – наружный диаметр шины, м.

Для оценки нагруженности подмоторной рамы скрепера рассмотрим один из экстремальных, с точки зрения нагруженности, режимов движения: наезд колесами одного борта на единичную неровность. Руководствуясь допущением, что микропрофиль является случайной функцией, распределенной по нормальному закону [2], а также беря во внимание формулу (1) и данные таблицы 4 [1] принимаем максимальную высоту неровности равной 300 мм.

Рассмотрим влияние давления воздуха в шинах на значения вертикального и угловых ускорений скрепера и тягача (рис. 2) и на величину эквивалентных напряжений в наиболее нагруженном месте подмоторной рамы (рис. 3).

Анализ графика рис. 3 показывает, что снижение давления воздуха в шинах с 0,35 до 0,3 МПа уменьшает величину максимальных напряжений в подмоторной раме с 240 до 210 МПа (на 12,5 %), с 0,3 до 0,25 МПа – с 210 до 200 МПа (на 4,7 %). При повышении давления воздуха в шинах с 0,35 до 0,4 МПа максимальные напряжения увеличиваются с 240 до 288 МПа (на 20 %). Таким образом, наиболее целесообразно снижение давления воздуха в шинах до 0,3 МПа, что позволит без внесения конструктивных изменений снизить значения вертикальных и угловых ускорений

скрепера и тягача и уменьшить максимальные напряжения в подмоторной раме, что, в свою очередь, увеличит ее надежность и долговечность.

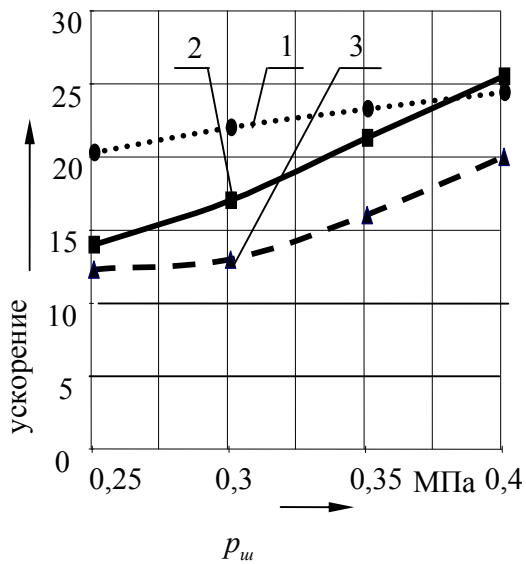


Рис. 2. Зависимость вертикального и угловых ускорений скрепера с тягачом от давления воздуха в шинах: 1 – угловое ускорение тягача относительно продольной оси x , рад/с²; 2 – угловое ускорение скрепера с тягачом относительно поперечной оси y , рад/с²; 3 – вертикальное ускорение центра масс скрепера с тягачом, м/с²

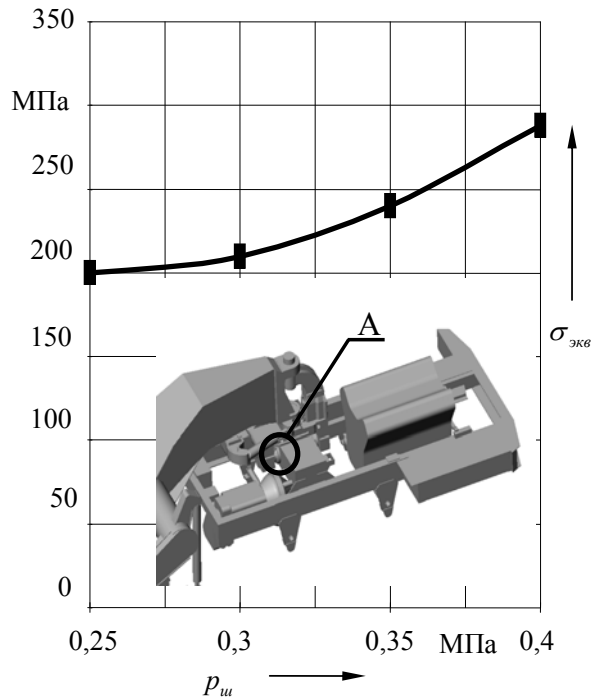


Рис. 3. Зависимость величины эквивалентных напряжений в области А от давления воздуха в шинах

Литература

1. Малиновский Е.Ю., Гайцгори М.М. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
2. Кузнецов Е.В. Проектирование ходовых систем колесных самоходных машин. Учеб. пособие. – Могилев: МГТУ, 2001. – 212 с.: ил.

Получено 11.10.2002 г.