

А. В. Жуков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНЫХ НАГРУЗОК НА ХОДОВУЮ СИСТЕМУ ЛЕСОВОЗНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

При движении транспортных и трелевочных машин по лесосеке следует считать обычным проезд через плавные неровности почвы и неровности, по своим очертаниям близкие к пороговым: пни, поваленные деревья, камни и т. д.

При движении колесных и гусеничных машин через пороговые препятствия элементы их ходовой системы испытывают значительные ударные нагрузки. Определение ударных нагрузок, действующих на элементы ходовой системы колесных машин, имеет некоторые особенности [1].

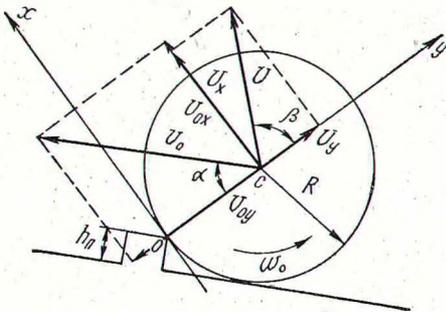


Рис. 1. Схема скоростей колеса при наезде на пороговую неровность.

При встрече пневматического колеса, катящегося по ровной поверхности, с неровностью, имеющей форму порога (рис. 1), шина ударяется о верхнее ребро препятствия в точке O . В результате удара деформируются и шина, и препятствие. Однако в связи с гораздо большей жесткостью препятствия (в среднем 6000—10 000 кг/см) его деформация незначительна по сравнению с деформацией шины и ее можно не учитывать (жесткость шины, например, 15,00—20 равна 600 кг/см) при расчетах.

При радиальной деформации шины затрачивается работа Π , равная произведению силы удара Q колеса о препятствие на величину деформации шины δ (энергией касательной деформации шины пренебрегаем [2]):

$$\Pi = Q \cdot \delta. \quad (1)$$

Величина деформации шины равна

$$\delta = \frac{Q}{C_{ш}}, \quad (2)$$

где $C_{ш}$ — радиальная жесткость шины.

В результате удара колесу сообщается кинетическая энергия, равная

$$T = \frac{G_k}{g} \cdot \frac{V_y^2}{2}, \quad (3)$$

где G_k — вес колеса.

Радиальная скорость колеса V_y после удара (см. рис. 1) определяется с учетом коэффициента восстановления k [3]

$$V_y = V_0 \cdot \cos \alpha \cdot k, \quad (4)$$

где α — угол между направлением движения и направлением скорости V_y .

Скорость движения V колеса после удара, определенная в предположении отсутствия проскальзывания и с учетом изменения угловой скорости, равна

$$V = \left[V_0 \cdot \sin \alpha \left(1 - \frac{\rho_c^2}{\rho_0^2} - \frac{\rho_c^2}{\rho_0^2} \cdot \frac{V_0}{2\pi} \right) \right] \cdot \sin \beta, \quad (5)$$

где ρ_c — радиус инерции колеса относительно точки C ;

ρ_0 — радиус инерции колеса относительно оси, проходящей через точку O ;

β — угол между направлениями скоростей V_y и V .

Угол β определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sin \alpha - \frac{\rho_c}{\rho_0^2} \left(\sin \alpha + \frac{1}{2\pi} \right)}{\cos \alpha \cdot k}. \quad (6)$$

Сила радиального удара колеса о препятствие может быть определена из равенства кинетической T и потенциальной Π энергии. Приравняв величины Π и T , получаем

$$Q = \sqrt{\frac{G_k \cdot G_{ш}}{2g}} V_0 \cdot k \cdot \cos \alpha. \quad (7)$$

Как видно из формулы (7), величина радиальной ударной силы зависит от угла α , который изменяется с изменением высоты препятствия h_n и радиуса колеса R . Между углом α и параметрами h_n и R существует следующая зависимость:

$$\sin \alpha = \frac{R - h_n}{R}. \quad (8)$$

Если препятствием служит лежащее бревно, то угол α связан с радиусом колеса и радиусом бревна r следующим образом:

$$\sin \alpha = \frac{R - r}{R + r}. \quad (9)$$

Ударная сила, возникающая в момент удара, действует в направлении радиуса колеса, проведенного из его центра в точку касания O с ребром препятствия. Суммарная вертикальная нагрузка R_b , действующая на колесо при наезде на пороговое препятствие, складывается из статической нагрузки $R_{ст}$ (т. е. части веса машины и груза) и динамической, т. е. вертикальной составляющей силы Q и вертикальной составляющей части толкающего усилия P_b , направленной на оси X :

$$R_b = R_{ст} + Q \cdot \sin \alpha + P_b. \quad (10)$$

Вертикальные динамические нагрузки, действующие на колесо, обычно на корпус машины передаются не непосредственно, а через рессору, которая снижает их величину.

Степень снижения динамических нагрузок может быть оценена [1] коэффициентом снижения нагрузки k_g , равным для пружинных рессор

$$k_g = l \frac{\frac{\rho \cdot l \cdot C_p \cdot i \cdot s}{g \cdot E} + m}{m_k}, \quad (11)$$

где ρ — плотность материала рессоры;
 l — длина;
 C_p — жесткость пружины;
 i — число рабочих витков;
 s — шаг пружины;
 E — модуль упругости;
 m — масса деталей, сопряженных с рессорой;
 m_k — масса колеса.

Из формулы (7) видно, что максимальной величины ударное усилие достигает при α , равном нулю ($\cos \alpha = 1$). Это значит, что Q_{\max} будет (8), (9) при $h_n = R$ и $r = R$.

При дальнейшем увеличении высоты препятствия проезд колеса через неровность невозможен. Снижение высоты препятствия уменьшает радиальные динамические нагрузки, причем характер снижения нагрузок неравномерный. На рис. 2 приведена зависимость (кривая 1) величины радиальной ударной силы Q при $k=1$ от высоты неровности для колеса весом 60 кг, имеющего шину 15,00—20 при скорости движения 3,6 км/час. Из рис. 2 видно, что при увеличении высоты препятствия свыше 45 см нагрузка остается постоянной, так как радиус R колеса также равен 45 см. При снижении высоты препятствия сила Q уменьшается сначала медленно, а затем все более интенсивно, и при h_n , равном нулю, ордината кривой 1 также равна нулю. При наезде колеса на бревно, имеющее радиус r , равный радиусу колеса, т. е. 45 см, нагрузка также больше не возрастает (кривая 2) и имеет одинаковое с первым случаем максимальное значение. При уменьшении диаметра бревна усилие Q снижается, однако значения его несколько больше (кривая 2 проходит несколько выше, чем кривая 1), так как расстояние от точки касания O колеса с бревном до его оси по мере уменьшения его диаметра будет постоянно увеличиваться.

При увеличении диаметра колеса его проходимость через препятствия улучшается. На рис. 2 приведена кривая 3, построенная для колеса, имеющего ту же, что и для рассмотренных случаев, характеристику, но с большим радиусом ($R=60$ см). Кривая 3 имеет ординаты меньшие, чем кривая 2, для всех значений высоты препятствия h_n . Характер изменения нагрузок Q по мере увеличения радиуса колеса показан кривой 4, полученной при неизменной высоте неровности ($h_n=20$ см). При радиусе колеса менее 20 см нагрузка постоянна — 424 кг. При увеличении R свыше 20 см усилие Q начинает падать сначала интенсивно, а затем все более медленно. Так, при увеличении радиуса колеса от 20 до 50 см нагрузка Q снизилась на 84 кг, в то время как дальнейшее снижение нагрузки на эту же величину требует увеличения радиуса уже до 100 см. Значит, увеличение диаметра колеса с точки зрения сниже-

ния ударных нагрузок целесообразно в определенных для каждого отдельного случая пределах.

Снижение жесткости шины уменьшает ударную силу Q . Сравнение кривой 1 и кривой 5, построенных для колес с одинаковыми параметрами, показывает, что при снижении жесткости шины с 600 (кривая 1) до 500 кг/см (кривая 5) максимальное ударное усилие становится меньше на 40 кг . При уменьшении высоты препятствия разница между динамическими ударными нагрузками Q уменьшается. На рис. 2 приведена также кривая 6, показывающая зависимость силы Q от жесткости шины $C_{ш}$ ($R=45 \text{ см}$, $h_{п}=20 \text{ см}$). Из рисунка видно, что интенсивность возрастания нагрузок больше в области невысоких жесткостей шин. Так, при возрастании жесткости с 200 до 400 кг/см , усилие Q увеличивается на 80 кг , а при возрастании жесткости с 800 до 1000 кг/см усилие возрастает всего на 40 кг .

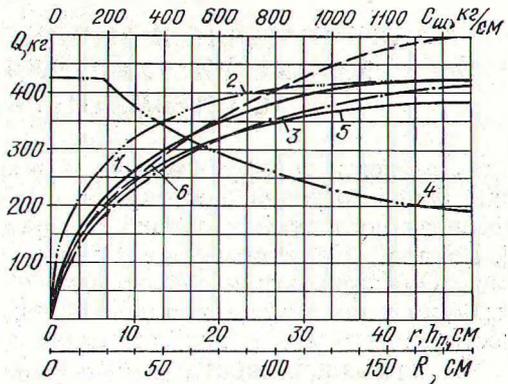


Рис. 2. Графики зависимости ударного усилия на колесо от $h_{п}$ (1); от r (2); от $h_{п}$ ($R=60 \text{ см}$) (3); от R (4); от $h_{п}$ ($C_{ш}=500 \text{ кг/см}$) (5); от $C_{ш}$ (6).

Таким образом, пользуясь изложенной методикой, можно определять ударные нагрузки, действующие на ходовую систему колесных лесозаготовительных и лесотранспортных машин при наезде их на препятствия порогового типа.

Проведенный анализ позволяет оценить влияние параметров колеса и неровности на величину ударных динамических усилий.

Литература

- [1] Ю. А. Ковалев. Некоторые вопросы динамики подвески трелевочного трактора ТДТ-60. Канд. дис. Свердловск, 1967. [2] В. А. Щетина. К вопросу исследования пороговой неровности и ее влияния на перемещение поддрессоренных масс: «Автомобильная и тракторная промышленность», 1953, № 1. [3] Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурьев. Курс теоретической механики. М., 1955.