

УДК 629.1.073

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА КАЧЕНИЕ КОЛЁСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С УЧЁТОМ ТИПА ТРАНСМИССИИ И ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ МАШИНЫ

А.Э. Бабийчук, аспирант / Я.С. Агейкин, д.т.н., проф. / Н.С. Вольская, д.т.н., проф.
ФГБОУ ВПО «МГИУ»

ВВЕДЕНИЕ

Задача прогнозирования эффективности движения колёсной машины (КМ) в заданных дорожно-грунтовых условиях на стадии конструкторских проработок крайне сложна.

Оценка эффективности движения КМ, предназначенных для совершения работы вне дорог, в значительной степени осложнена проблемой прогнозирования состояния опорной поверхности в предполагаемых районах эксплуатации. Дорожно-грунтовые условия определяют результаты взаимодействия колёсного движителя с грунтом, а следовательно и сопротивление качению системы «шина — грунт». В свою очередь, тип трансмиссии КМ и распределение мощностных потоков в её ветвях оказывают огромное влияние на кинематические и силовые связи в более сложной системе «трансмиссия — шина — грунт». Эффективность работы по преобразованию подводимого трансмиссией крутящего момента от двигателя к движителю оценивается не только потерями при взаимодействии колёс с грунтом (опорной поверхностью), но и мощностными потерями по преобразованию вращательного движения полуосей мостов в поступательное движение машины. Эти мощностные потери могут быть снижены за счёт персонального регулирования взаимодействия каждого колеса с грунтом и обеспечения персонального давления воздуха в шинах каждой оси. Поэтому важной задачей является создание методики и проведение исследований по оценке возможности повышения эффективности движения КМ по деформируемым поверхностям за счёт обеспечения оптимальных, разных по значению давлений воздуха в шинах по осям. В настоящее время применяются системы регулирования давления воздуха в шинах, одинакового для всех колёс.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА КАЧЕНИЕ КОЛЁС ПО МЯГКОМУ ГРУНТУ

Из теории автомобиля [1] известно, что одним из основных показателей эффективности КМ является потребная мощность для движения $N_{номр}$. Для того чтобы оценить её расчётным путём для КМ, движущейся по деформируемому грунту, необходимо уметь определять взаимные деформации шины и грунта под каждым из колёс машины. Решение этой задачи можно реализовать с помощью известного метода Я.С. Агейкина [1]. Указанный метод позволяет находить взаимные деформации шины h (её прогиб) и грунта z (глубина колеи) для КМ, перемещающейся по поверхностям, имеющим отличные друг от друга физико-механические свойства.

В основе метода лежит алгоритм, задающий порядок расчёта h и z в зависимости от конструктивных и силовых параметров колеса и физико-механических свойств грунта. Он состоит из пяти взаимосвязанных зависимостей, в одной из которых учитывается давление воздуха p_w в шине колеса [3]:

$$q_w = 0,5 \cdot h_w \cdot \frac{(p_s + p_0)}{b} \cdot \left(\frac{B}{H} + \frac{3H}{2B} \right) \cdot \left(1 - \frac{h_w}{B} \right) \quad (1)$$

где q_w — давление в пятне контакта от шины на грунт, МПа; p_0 — давление на грунт от жёсткости каркаса шины, МПа; h_w — деформация шины, м; B — ширина профиля шины, м; H — высота профиля шины, м.

Подробно алгоритм определения взаимных деформаций шины и грунта с учётом типа грунта, номера прохода при движении колёс след в след (в зависимости от числа осей КМ) и скорости движения представлен в монографии [3]. Известные значения глубины колеи z и прогиба шины h каждого колеса КМ позволяют определить коэффициенты сопротивления шины f_w и грунта f_c качению [3]:

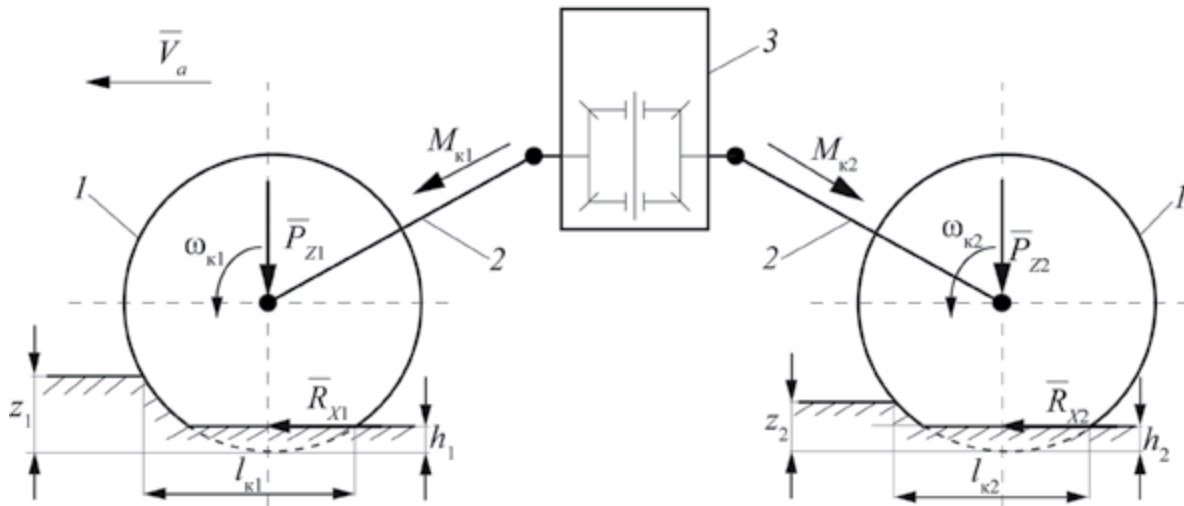


Рисунок 1. Схема межосевого привода двухосной КМ: 1 — ведущие колёса первой или второй оси; 2 — вал привода первой или второй оси; 3 — раздаточная коробка

$$f_w = \frac{1,75 P_x \psi_1 h^2 (B^2 + 1,5H^2)(B - 0,3h_w)}{P_z H B^2} \quad (2)$$

$$f_T = q_d \cdot z \cdot 0,3 \left(\frac{b + b_k}{P_z} \right)$$

где P_x, P_z — продольная и нормальная силы на оси колеса, Н; ψ_1 — коэффициент гистерезисных потерь в оболочке шины; b — ширина протектора шины, м; b_k — ширина колеи, м; q_d — динамическое давление в пятне контакта, учитывающее скорость нагружения, МПа.

Таким образом, с помощью вышеприведённых алгоритмов, методик [1, 3, 4] и зависимостей (2) можно определить требуемую мощность $N_{\text{номр.зш}}$, затрачиваемую на качение каждого колеса КМ, определяемую геометрическими и силовыми параметрами колеса и физико-механическим состоянием грунта:

$$N_{\text{номр.зш}} = P_z (f_T + f_w) V_a, \quad (3)$$

где V_a — скорость КМ, м/с.

Однако все колёса в сложной системе «колёсная машина — грунт» механически связаны типом трансмиссии. Поэтому если рассматривать движение и потери на качение по грунту, например, для двухосной машины, то общая требуемая мощность для движения $N_{\text{номр}}$ будет, во-первых, определяться двумя составляющими:

$$N_{\text{номр}} = N_{\text{номр1}} + N_{\text{номр2}}, \quad (4)$$

где $N_{\text{номр1}}, N_{\text{номр2}}$ — требуемые мощности для обеспечения движения первой и второй осей, кВт.

Причём:

$$N_{\text{номр1}} = \left[\frac{P_{z1} \cdot \varphi_1 \cdot S_{\sigma1}}{1 - S_{\sigma1}} + P_{z1} \cdot (f_{T1} + f_{w1}) \right] \cdot V_a \quad (5)$$

$$N_{\text{номр2}} = \left[\frac{P_{z2} \cdot \varphi_2 \cdot S_{\sigma2}}{1 - S_{\sigma2}} + P_{z2} \cdot (f_{T2} + f_{w2}) \right] \cdot V_a$$

где P_{z1}, P_{z2} — нормальные нагрузки на колесо первой и второй осей, Н; φ_1, φ_2 — коэффициенты сцепления колёс первой и второй осей; $S_{\sigma1}, S_{\sigma2}$ — коэффициенты буксования колёс первой и второй осей; $f_{T1}, f_{T2}, f_{w1}, f_{w2}$ — коэффициенты сопротивления качению грунта и шины соответственно для колёс первой и второй осей.

Во-вторых, и что самое главное, между колёсами и осями присутствуют распределительные механизмы, регулирующие потоки мощности в трансмиссии. Типы этих связей в значительной степени определяют коэффициенты буксования колёс S_{σ} , а следовательно и мощностные потери на буксование (5).

Рассмотрим порядок определения коэффициентов буксования $S_{\sigma1}$ колёс переднего и $S_{\sigma2}$ колёс заднего моста в случаях дифференциальной и блокированной связей между мостами двухосной КМ (рис. 1).

В случае дифференциальной трансмиссии при равной развесовке по осям в раздаточной коробке устанавливается простой симметричный дифференциал. Известно, что для простого симметричного дифференциала [1] крутящие моменты M_{k1} и M_{k2} на выходных валах равны друг другу:

$$M_{k1} = M_{k2}. \quad (6)$$

С другой стороны, на каждой из осей КМ они реализуются за счёт продольных тангенциальных реакций R_{x1} и R_{x2} от грунта, причём:

$$R_{x1} \cdot r_{o1} = R_{x2} \cdot r_{o2}, \quad (7)$$

где r_{o1}, r_{o2} — радиусы качения в свободном режиме колёс первой и второй осей, м [1].

Суммарная продольная реакция от грунта на осях полноприводной КМ ΣR_x определяется как сумма составляющих по осям:

$$R_{x1} + R_{x2} = \Sigma R_x. \quad (8)$$

В широко известной монографии [1] показано, что для единичного ведущего колеса R_x можно определить по следующей зависимости:

$$\Sigma R_x = 0,3q_{\pi}z(b + b_{s1}). \quad (9)$$

Тогда суммарная продольная реакция дороги ΣR_x может быть рассчитана следующим образом:

$$\Sigma R_x = 0,3 \cdot [q_1 \cdot z_1 \cdot (b + b_{s1}) + q_2 \cdot z_2 \cdot (b + b_{s2})]. \quad (10)$$

В этой же работе представлен вывод зависимости для тангенциальной реакции грунта на колесо R_x , которая может быть реализована на колесе при известных значениях физико-механических характеристик грунта, силовых и геометрических параметров колеса:

$$R_x = P_x k_n \varphi_p + F_x \left[\frac{1 - k_n}{\frac{1}{q_{\pi} \cdot \tan \varphi_0 + c_0} + \frac{1}{E l_x S_b}} \right], \quad (11)$$

где k_n — коэффициент насыщенности рисунка протектора; φ_p — коэффициент трения резины по грунту; F_x — площадь пятна контакта шины и грунта, м²; E — модуль сдвига грунта, МПа; φ_0 — угол внутреннего трения грунта, град.; c_0 — внутреннее сцепление грунта, МПа; l_x — длина пятна контакта шины с грунтом, м.

Результаты расчётов и экспериментов показывают, что указанную зависимость (11) можно упростить, так как для грунтов с низкой несущей способностью сдвиг материала шины (резины) по грунту незначителен. Если зависимость (11) раскрыть относительно коэффициента буксования с учётом номера первой (1) или второй (2) осей, то можно получить следующие выражения:

$$S_{o1} = \frac{0,5}{E_1 \cdot l_{s1} \cdot \left(\frac{P_{s1}}{R_{s1} \cdot q_1} - \frac{1}{q_1 \cdot \tan \varphi_{o1} + c_{o1}} \right)} \quad (12)$$

$$S_{o2} = \frac{0,5}{E_2 \cdot l_{s2} \cdot \left(\frac{P_{s2}}{R_{s2} \cdot q_2} - \frac{1}{q_2 \cdot \tan \varphi_{o2} + c_{o2}} \right)}$$

где E_1, E_2 — модули сдвига грунта под колёсами первой и второй осей, МПа; $\tan \varphi_{o1}, \tan \varphi_{o2}$ — тангенсы углов внутреннего трения грунта под колёсами первой и

второй осей; c_{o1}, c_{o2} — внутреннее сцепление грунта под колёсами первой и второй осей, МПа; l_{s1}, l_{s2} — длина поверхности контакта шины с грунтом первой и второй осей, м.

Коэффициенты буксования S_{o1} и S_{o2} определяются из системы нелинейных уравнений, состоящей из зависимостей (7), (8), (10), (12). Решение проводится с помощью пакета прикладных программ в системе MathCAD.

В случае заблокированной связи между мостами КМ с колёсной формулой 4×4 коэффициенты буксования определяются по другому алгоритму.

Для двухосной КМ с заблокированным в раздаточной коробке дифференциалом 3 (рис. 1) действуют следующие кинематические законы.

С одной стороны:

$$\begin{aligned} V_1 &= \omega_1 r_{x1} \\ V_2 &= \omega_2 r_{x2} \\ \omega_1 &= \omega_2 \\ r_{x1} &= r_{x2} \end{aligned} \quad (13)$$

где V — линейная скорость колеса, м/с; ω — угловая скорость колеса, рад/с; и r_x — радиус качения, м.

С другой стороны:

$$r_{x1} = r_{o1}(1 - s_{o1}) \quad (14)$$

$$r_{x2} = r_{o2}(1 - s_{o2})$$

Следовательно:

$$r_{o1}(1 - s_{o1}) = r_{o2}(1 - s_{o2}).$$

В результате для заблокированной трансмиссии КМ 4×4 с учётом зависимостей (12) можно написать следующую систему нелинейных уравнений:

$$r_{o1} - r_{o2} \left[\frac{0,5}{E_1 \cdot l_{s1} \cdot \left(\frac{P_{s1}}{R_{s1} \cdot q_1} - \frac{1}{q_1 \cdot \tan \varphi_{o1} + c_{o1}} \right)} \right] = r_{o2} - r_{o2} \left[\frac{0,5}{E_2 \cdot l_{s2} \cdot \left(\frac{P_{s2}}{R_{s2} \cdot q_2} - \frac{1}{q_2 \cdot \tan \varphi_{o2} + c_{o2}} \right)} \right]$$

$$R_{x1} + R_{x2} = \Sigma R_x$$

$$\Sigma R_x = 0,3 \cdot [q_1 \cdot z_1 \cdot (b + b_{s1}) + q_2 \cdot z_2 \cdot (b + b_{s2})]. \quad (15)$$

Используя представленную выше методику, можно расчётным путём определить требуемую мощность для движения в заданных дорожных условиях колёсных машин типа 4×4 с двумя видами трансмиссии. Причём в разработанном алгоритме заложена возможность задавать различные значения давления воздуха в шинах передней и задней осей.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ ПО РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКЕ

В качестве примера приведём расчёты для КМ 4×4 полной массой 8 000 кг с нормальной нагрузкой на колесо $P_z = 20000$ Н, размер шины 12.00-20, скорость

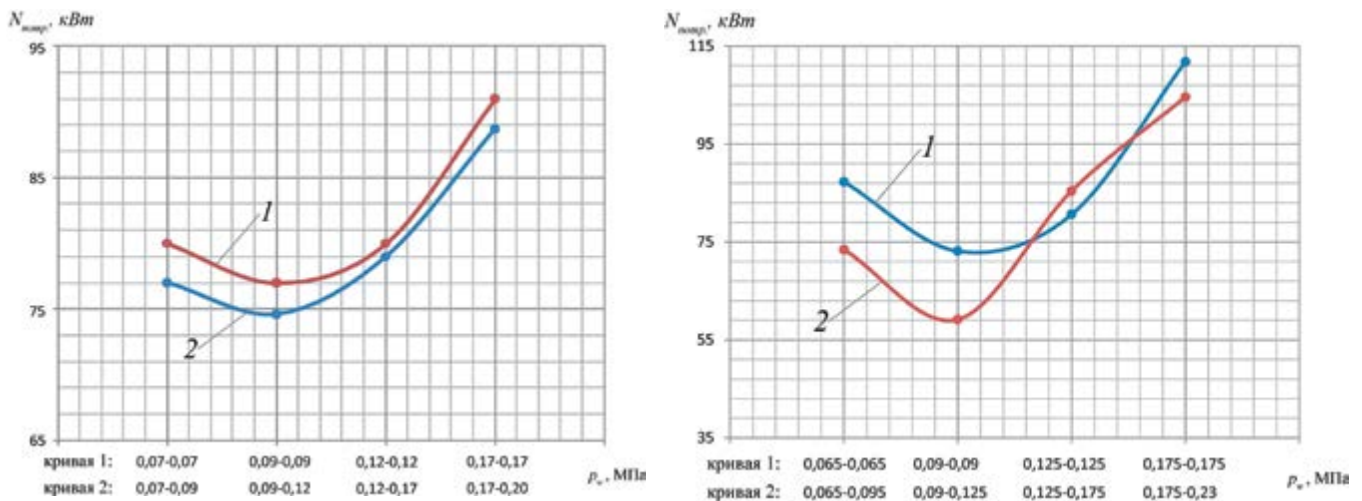


Рисунок 2. Зависимости потребной мощности $N_{норм}$ от внутреннего давления p_w воздуха в шине при дифференциальной (а) и блокированной (б) связях между колёсами первой и второй осей на суглинистом грунте 2

движения КМ $V_a = 12$ км/ч, суглинистый грунт влажностью $W = 0,95$, толщина мягкого слоя $H_z = 0,4$ м.

На рис. 2 представлены результаты расчёта по определению $N_{норм}$ для двух типов трансмиссии: дифференциальной и блокированной.

Кривая 1 на этих рисунках построена при условии равенства давления воздуха в шинах передней и задней осей КМ. Например: $0,07-0,07$, следовательно, $p_{w1} = 0,07$ МПа и $p_{w2} = 0,07$ МПа. Кривая 2 построена при условии, что давление воздуха колёс передней и задней осей разное. Например: $0,07-0,09$, следовательно, $p_{w1} = 0,07$ МПа и $p_{w2} = 0,09$ МПа и так далее.

Результаты расчётов свидетельствуют о том, что в случае с трансмиссией, имеющей дифференциальную связь между ведущими осями, можно обеспечить снижение мощностных затрат на качение колёсного движителя за счёт более высокого давления воздуха в шинах второй оси относительно первой при прямолинейном движении КМ и колёс след в след. В заданных грунтовых условиях существует оптимальное соотношение этих давлений $p_{w1} = 0,09$ МПа и $p_{w2} = 0,12$ МПа. При таком соотношении давлений общие потери мощности на качение и буксование можно снизить на 2–3%.

Для той же КМ, но с заблокированным межосевым дифференциалом оптимальное соотношение между давлениями воздуха в шинах передней и задней осей примерно такое же: $p_{w1} = 0,095$ МПа и $p_{w2} = 0,12$ МПа, но отметим, что в этом случае общие мощностные затраты снижаются на 10%. Таким образом, можно констатировать, что, выравнявая радиусы качения колёс всех осей многоосных КМ достаточно простым методом, можно достичь существенного снижения мощностных затрат на качение колёсного движителя машины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из приведённых расчётов следует, что при неодинаковых давлениях воздуха в шинах передних и задних колёс можно обеспечить равные значения их радиусов качения. За счёт выравнивания радиусов качения колёс всех ведущих осей КМ есть возможность существенно снизить потребную мощность на движение. Эффективность КМ существенно возрастает. Выбранный показатель эффективности — потребная мощность $N_{норм}$ — при движении по суглинку при влажности грунта от 0,9 снизилась более чем на 10%. Таким образом, разработка новой системы регулирования давления воздуха в шинах с обеспечением оптимального, персонального для каждого колеса значения давления является перспективным направлением в области повышения проходимости КМ специального назначения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Теория автомобиля: учебное пособие. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с.
2. Агейкин Я.С., Вольская Н.С., Чичекин И.В. Проходимость автомобилей. — М.: МГИУ, 2010. — 275 с.
3. Вольская Н.С. Оценка проходимости колёсных машин при движении по неровной грунтовой поверхности. — М.: МГИУ, 2007. — 215 с.
4. Методика определения глубины колеи под колёсами многоосной машины с учётом физико-механического состояния грунта / Н.С. Вольская, Я.С. Агейкин, И.В. Чичекин, К.Н. Ширяев // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 2 (79).