

С. Н. Пищов, аспирант; В. В. Хайновский, канд. техн. наук, ст. преподаватель;
А. Р. Гороновский, канд. техн. наук, доцент

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ФОРВАРДЕРОВ 6К6 С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ КОНСТРУКЦИЙ ТАНДЕМНОЙ ТЕЛЕЖКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

The mathematical model of interaction forwarder with various type of running system with a basic surface is developed. With the help of theoretical researches dependences of forces of resistance to movement and tangents of forces of draft are received. Optimum modes of operation are determined at movement forwarder on grounds with various physicomechanical properties. The analysis of influence such as a drive of axes forwarder on distribution of tangents of forces of draft is executed, optimum parameters of transmission of the blocked and differential types are determined. The received results can be used at designing new or modernizations existing forwarders.

Введение. В настоящее время на начальных стадиях проектирования современной лесозаготовительной техники широкое применение получило математическое моделирование процессов, происходящих с машинами при их эксплуатации. Данный метод позволяет обосновывать оптимальные параметры узлов и агрегатов, выбирать рациональные режимы работы в зависимости от природно-производственных факторов, определять показатели эксплуатационной надежности и другие без создания дорогостоящих опытных образцов техники и проведения предварительных испытаний.

Современные лесные погрузочно-транспортные машины снабжены различными вариантами конструкций трансмиссии и ходовой части, которые оказывают значительное влияние на тягово-сцепные свойства. Целью исследований является сравнительная оценка тягово-сцепных свойств погрузочно-транспортных машин с заблокированным и дифференциальным типами трансмиссий и различными конструкциями двигателей балансирной тележки. Для достижения поставленной цели разработаны математические модели, позволяющие опреде-

лять силы сопротивления движению и касательные силы тяги погрузочно-транспортной машины 6К6 с различными вариантами привода ведущих двигателей и учетом почвенно-грунтовых условий волоков, по которым осуществляется транспортировка сортиментов.

Математическая модель взаимодействия двигателей погрузочно-транспортной машины с опорной поверхностью. Для составления уравнений, определяющих силы сопротивления движению и касательные силы тяги погрузочно-транспортной машины 6К6, построена расчетная схема взаимодействия машины с опорной поверхностью (рис. 1), которая позволяет учитывать тип трансмиссии и двигателей. Крутящий момент от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) передается на коробку переключения передач (КПП) с помощью муфты сцепления или гидротрансформатора. В зависимости от типа трансмиссии к переднему (ПМ) и заднему (ЗМ) мостам погрузочно-транспортной машины крутящий момент передается с помощью раздаточной коробки заблокированного типа (РК) или межосевого дифференциала (Д).

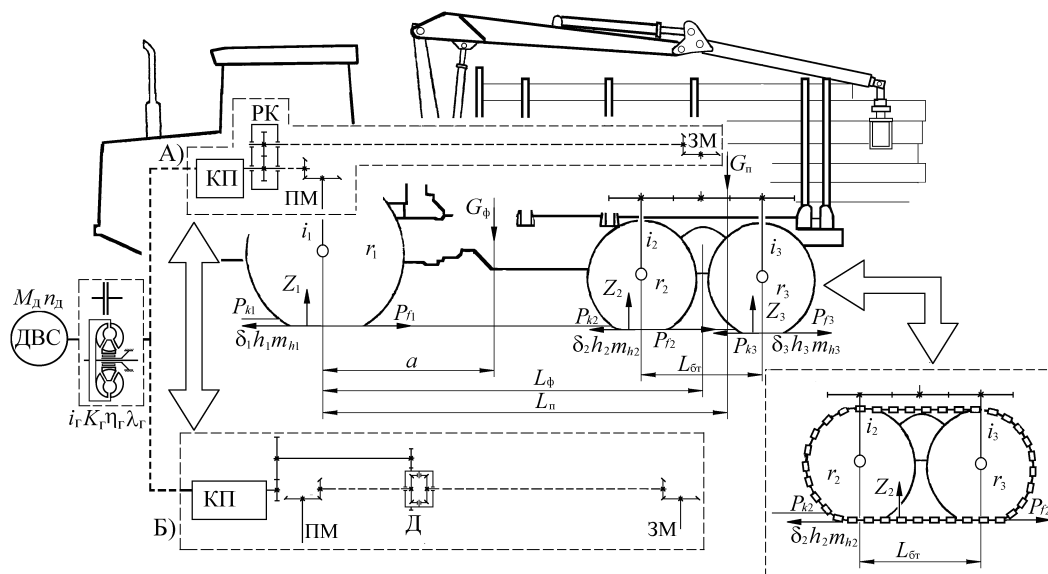


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия форвардера 6К6 с опорной поверхностью

На расчетной схеме приняты следующие обозначения: i_1, i_2, i_3 – передаточные числа трансмиссии переднего и задних колес соответственно; r_1, r_2, r_3 – радиусы качения колес энергетического и технологического модулей; Z_1, Z_2, Z_3 – опорные реакции движителей форвардера; P_{k1}, P_{k2}, P_{k3} – касательные силы тяги, развиваемые движителями машины; P_{f1}, P_{f2}, P_{f3} – силы сопротивления движению; h_1, h_2, h_3 – глубина колеи, образуемая под движителями; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – буксование движителей, m_{h1}, m_{h2}, m_{h3} – коэффициенты кинематического несоответствия; L_ϕ – продольная база форвардера; L_n – расстояние от оси колес энергетического модуля до центр а масс пачки сор тиментов; $L_{от}$ – расстояние между осями колес балансирной тележки; a – расстояние от оси колес энергетического модуля до центра масс погрузочно-транспортной машины; i_r – передаточное число гидротрансформатора; λ_r – коэффициент момента; K_r – коэффициент трансформации; η_r – коэффициент полезного действия гидротрансформатора.

Для определения сил сопротивления движению машины в зависимости от нормальной нагрузки на движитель и физико-механических свойств грунта воспользуемся формулами, предложенными профессором В. В. Гуськовым [1].

Сила сопротивления движению деформируемого колеса по деформируемому грунту определяется по следующей зависимости

$$P_{fk} = 0,5 \left(\frac{Z_i^4}{k_k \cdot b \cdot D_{np}} \right)^{1/3},$$

где Z_i – вертикальная нагрузка на колесо; k_k – приведенный коэффициент смятия грунта; b – ширина колеса; D_{np} – приведенный диаметр жесткого колеса, эквивалентный эластичному.

Для определения силы сопротивления движению балансирной тележки с гусеницей при движении по деформируемому грунту воспользуемся следующей зависимостью

$$P_{fkr} = \frac{2 \cdot \sigma_0^2 \cdot b \cdot \eta_\delta}{k} \lnch \frac{p_{\min}}{\sigma_0 \cdot \eta_\delta} \frac{2 \cdot \sigma_0^2 \cdot b}{k} \lnch \frac{\Delta p}{\sigma_0},$$

где σ_0 – напряжение смятия; b – ширина гусеницы; η_δ – коэффициент полезного действия буксования; k – коэффициент объемного смятия грунта; p_{\min} – давление на грунт от движителя; Δp – разность давлений под передним и задним колесами балансирной тележки.

Касательная сила тяги, которую может развить эластичный колесный движитель при движении по деформируемому грунту, определяется по формуле

$$P_{k.k} = \frac{f_{ск} \cdot k_\tau \cdot Z_i}{\delta \cdot L} \left[\lnch \frac{\delta \cdot L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{\lnch \frac{\delta \cdot L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{cp} \frac{h_r \cdot L}{t},$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения; f_{np} – приведенный коэффициент трения; k_τ – коэффициент деформации грунта; Z_i – нормальная нагрузка на колесо; δ – буксование колеса; L – длина площади контакта колеса; h_r – высота грунтозацепа; t – расстояние между грунтозацепами колеса; τ_{cp} – напряжение среза грунта.

Приведенный коэффициент трения, а также длина площади контакта колеса, которая зависит от его геометрических размеров и глубины образованной колеи, определяются по известным формулам [1].

Касательная сила тяги колесно-гусеничного движителя равная сумме касательных реакций грунта, возникающих в результате сдвига и среза грунтовых кирпичей, определяется по формуле:

$$P_{k.kr} = \frac{f_{ск} \cdot k_\tau \cdot Z_i}{\delta \cdot L} \left[\lnch \frac{\delta \cdot L}{k_\tau} - f_{np} \left(\frac{1}{\lnch \frac{\delta \cdot L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 4\tau_{cp} \frac{h_r \cdot L}{t}.$$

В данном случае высота h_r и шаг t грунтозацепов выбираются исходя из параметров легкоъемной металлической гусеницы, а не колес, на которые она установлена.

При движении по трелевочным волокам, вследствие неровностей опорной поверхности, на движители погрузочно-транспортной машины помимо статических нагрузок действуют и динамические реакции [2], которые учитываются в разработанной математической модели.

Параметры грунта ($f_{ск}, f_{np}, k_\tau, \tau_{cp}$) определяются по методикам, предложенным в работе [3].

Зависимости касательных сил тяги от буксования строятся с помощью уравнения тягового баланса погрузочно-транспортной машины в виде

$$\sum_{i=1}^n P_{ki} = \sum_{i=1}^n P_{fi},$$

где n – количество ведущих движителей.

Для колесной и колесно-гусеничной погрузочно-транспортных машин уравнения тягового баланса принимают вид

$$P_{k.k1} + P_{k.k2} + P_{k.k3} - P_{fk1} - P_{fk2} - P_{fk3} = 0;$$

$$P_{k.k1} + P_{k.kr2} - P_{fk1} - P_{fk2} = 0.$$

В результате решения уравнений тягового баланса строятся зависимости касательных сил тяги от буксования.

Влияние параметров трансмиссии блокированного типа на распределение касательных сил тяги. При движении колесного полноприводного форвардера БК6 с заблокированным типом трансмиссии по трелевочному волоку для достижения максимальных касательных сил необходимо, чтобы соблюдалось следующее равенство

$$\frac{r_1}{i_1} = \frac{r_2}{i_2} = \frac{r_3}{i_3},$$

где i_1, i_2, i_3 – передаточные числа трансмиссии для каждого колеса машины; r_1, r_2, r_3 – радиусы качения колес.

В реальных условиях эксплуатации, вследствие перераспределения нагрузок на оси колес, разности давления в шинах, различного износа протектора шин и других, наблюдается рассогласование скоростей, развиваемых колесами транспортного средства, обусловленное кинематическим несоответствием.

Кинематическое несоответствие i -того моста определяется разностью теоретической скорости движения данного моста и теоретической скоростью движения машины. Коэффициент кинематического несоответствия определяется по формуле

$$m_{hi} = \frac{v_{Ti} - v_M}{v_{Ti}},$$

где v_{Ti} – теоретическая скорость движения i -того моста, v_M – теоретическая скорость движения машины.

Коэффициент буксования i -того моста определяется по формуле

$$\delta_i = m_{hi} + (1 - m_{hi})\delta_M,$$

где δ_M – коэффициент буксования машины, который обозначает относительную потерю скорости движения машины.

Решение уравнения тягового баланса позволит определить касательную силу тяги и буксование погрузочно-транспортной машины при преодолении силы сопротивления движению.

Далее определяется буксование каждого ведущего моста полноприводной машины.

Разработанная математическая модель позволяет производить расчеты касательных сил тяги для различных коэффициентов кинематического несоответствия при движении по волокам с разными физико-механическими свойствами.

В таблице приведены значения касательных сил тяги и буксования движителей колесной погрузочно-транспортной машины при различных значениях коэффициентов кинематического несоответствия во время движения по волоку первого типа местности.

Анализ полученных результатов позволяет произвести оценку вклада касательных сил тяги каждого моста в суммарную касательную силу тяги. Оптимальным для распределения сил является отсутствие кинематического рассогласования между движителями полноприводной погрузочно-транспортной машины. В данном случае для преодоления силы сопротивления движению движители развивают касательные силы тяги с минимальным буксованием. При движении по волоку 1-го типа местности сила сопротивления движению составляет 23,9–24,1 кН. Преодоление этой силы груженым форвардером с колесным типом движителей и заблокированной трансмиссией сопровождается буксованием колес энергетического модуля 0,2%, технологического – 0,39%. Буксование машины в данном случае составляет 0,295%. Однако в реальных условиях эксплуатации всегда существует кинематическое рассогласование. Оптимальным для погрузочно-транспортной машины является случай, когда «забегающими» являются колеса технологического модуля. В данном случае при движении машины по волоку первого типа местности колеса технологического модуля развивают касательную силу тяги 33 кН при буксовании колес 1,3%. Передние колеса развивают «отрицательную» касательную силу тяги 9,1 кН со скольжением 1,7%. Буксование машины в целом составляет 0,266%. В случае, когда забегающими являются колеса энергетического модуля, они развивают касательную силу тяги 22,4 кН при буксовании 2,7%. Движители технологического модуля вращаются с отсутствием буксования, и касательная сила составляет 0,8 кН.

Таблица

Распределение касательных сил тяги колесной погрузочно-транспортной машины БК6 в зависимости от коэффициентов кинематического несоответствия

| m_{h1} | m_{h2} | m_{h3} | P_{k1} | P_{k2} | P_{k3} | $P_{k\text{сумм}}$ | δ_1 | δ_2 | δ_3 | δ_M |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------------------|------------|------------|------------|------------|
| 0 | 0 | 0 | 5,2 | 9,4 | 9,4 | 24 | 0,2 | 0,39 | 0,39 | 0,295 |
| -0,02 | 0,01 | 0,01 | -9,1 | 16,5 | 16,5 | 23,9 | -1,7 | 1,3 | 1,3 | 0,266 |
| 0,02 | -0,01 | -0,01 | 22,4 | 0,8 | 0,8 | 24 | 2,7 | -0,6 | -0,6 | 0,473 |
| 0 | 0,02 | -0,02 | 5,7 | 22,4 | -4,2 | 23,9 | 0,2 | 2,0 | -1,2 | 0,355 |

Полученные в процессе теоретических исследований зависимости касательных сил тяги и сил сопротивления движению при эксплуатации форвардеров на грунтах 3-го и особенно 4-го типов местности позволяют сделать вывод о невозможности использования колесных погрузочно-транспортных машин при освоении труднодоступного лесосечного фонда (рис. 2).

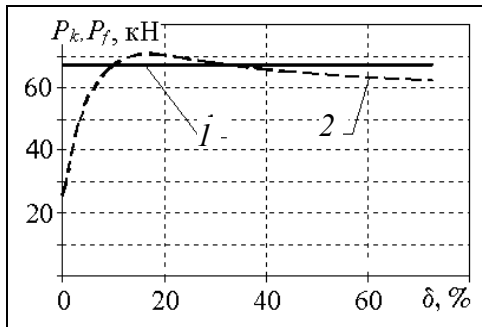


Рис. 2. Зависимости касательной силы тяги и силы сопротивления движению колесного форвардера при движении по волоку 3-го типа местности: 1 – P_f ; 2 – P_k

Из полученной зависимости видно, что максимально возможная касательная сила тяги, развиваемая колесным форвардером, всего на 2,2–3,1% больше силы сопротивления движению. При необходимости преодоления дополнительных препятствий колесный форвардер не сможет преодолеть силу сопротивления движению. Кинематическое рассогласование мостов в данном случае не является определяющим фактором потери проходимости.

На рис. 3 представлены зависимости касательной силы тяги и силы сопротивления движению погрузочно-транспортной машины с колесно-гусеничным типом движителей.

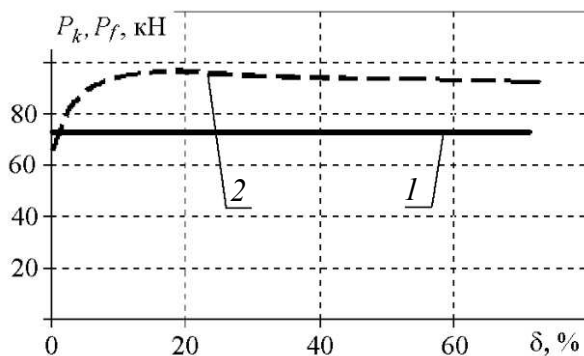


Рис. 3. Зависимости касательной силы тяги и силы сопротивления движению форвардера с колесно-гусеничным типом движителя при движении по волоку 3-го типа местности: 1 – P_f ; 2 – P_k

Сила сопротивления движению погрузочно-транспортной машины с колесно-гусеничным

типом движителей при движении по волокам 3-го типа местности составляет 92–95 кН при буксовании 15–18%. Согласно разработанной модели, для преодоления силы сопротивления движению колесный форвардер перемещается с буксованием 10–12%, форвардер с комбинированным движителем – 5–7%. Следовательно, при эксплуатации погрузочно-транспортных машин на грунтах с низкими показателями несущей способности следует отдавать предпочтение машинам с легкоъемной гусеницей на колесах тандемной балансирующей тележки.

Влияние параметров трансмиссии дифференциального типа на распределение касательных сил тяги. Разработанная математическая модель позволяет определять оптимальные параметры межосевого дифференциала, установленного между ведущими мостами погрузочно-транспортной машины с колесной формулой 6К6. Действительная скорость движения погрузочно-транспортной машины с межосевым дифференциалом определяется по следующему выражению

$$v_d = v_m (1 - \delta_m) = \omega_0 r_m^0 (1 - \delta_m),$$

где v_m – теоретическая скорость машины; δ_m – коэффициент буксования машины; ω_0 – угловая скорость межосевого дифференциала; r_m^0 – приведенный к корпусу межосевого дифференциала обобщенный радиус качения машины в ведомом режиме, который определяется с помощью методики [4]. Выражение для расчета буксования машины имеет вид

$$\delta_m = 1 - \frac{(1 + u_d)(1 - \delta_1)(1 - \delta_2)}{1 - \delta_{2d} + u(1 - \delta)},$$

где u_d – передаточное число межосевого дифференциала, δ_1 , δ_2 – буксование движителей энергетического и технологического модулей, соответственно.

Касательные силы тяги P_{k1} и P_{k2} при равномерном движении погрузочно-транспортной машины 6К6 и дифференциальным типом трансмиссии определяются из системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{P_{k1}}{P_{k2}} = u_d, \\ P_{k1} + P_{k2} = \sum P_f, \end{cases}$$

где P_{k1} , P_{k2} – касательные силы тяги колес энергетического и технологического модулей соответственно; $\sum P_f$ – сила сопротивления движению погрузочно-транспортной машины, которая определяется по зависимостям, приведенным выше для колесного и колесно-гусеничного форвардеров. С помощью

формул, предложенных Гуськовым В. В., строятся зависимости касательных сил тяги от буксования.

В результате реализации данной математической модели построены зависимости касательных сил тяги погрузочно-транспортной машины от передаточного числа межосевого дифференциала, по которым определяются оптимальные параметры данного узла трансмиссии. Установлено, что межосевой дифференциал предпочтительно устанавливать при эксплуатации погрузочно-транспортной машины на грунтах 1-го и 2-го типов местности. Освоение труднодоступного лесосечного фонда машинами с дифференциальным типом трансмиссии сопровождается значительным буксованием движителей, которое находится в пределах 27–32%.

На рис. 4 представлена зависимость буксования машины от передаточного числа трансмиссии.

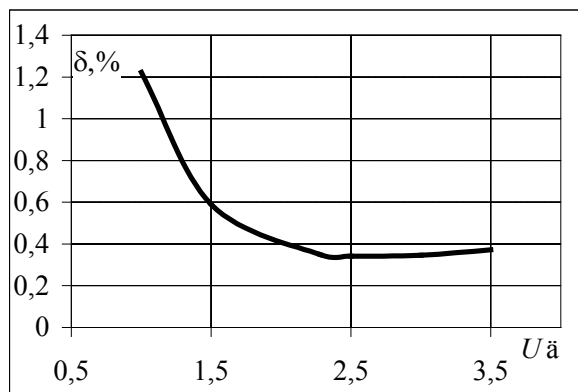


Рис. 4. Зависимость буксования колесного форвардера от передаточного числа межосевого дифференциала при движении по волоку 1-го типа местности

Анализ зависимости позволяет установить оптимальное значение передаточного числа межосевого дифференциала, при котором машина движется с минимальным буксованием. При движении по волокам 1-го типа местности оптимальное передаточное число межосевого дифференциала находится в пределах 2,2–3,0. Буксование машины в этом случае составит 0,34–0,35%. При этом колеса энергетического модуля имеют буксование 0,31–0,41%, колеса технологического модуля – 0,28–0,36%. С увеличением передаточного отношения межосевого дифференциала буксование колес переднего модуля снижается, а задних повышается.

Согласно [4], передаточное число межосевого дифференциала должно быть равно отношению нагрузок на оси транспортного средства. Для нашего случая при транспортировке сортиментов длиной 6 м отношение нагрузок

на оси равно 2,28, что согласуется с исследованиями вышеперечисленных авторов.

Выводы. 1. Разработанная математическая модель взаимодействия движителей погрузочно-транспортной машины с опорной поверхностью позволяет определять силы сопротивления движению и касательные силы тяги в зависимости от конструкции движителей тандемной балансирной тележки, типа трансмиссии и физико-механических свойств грунтов.

2. Применение металлической гусеницы на колесах балансирной тележки позволяет увеличить касательные силы тяги погрузочно-транспортной машины в сравнении с колесным вариантом в 1,3–1,4 раза при снижении буксования движителей на 7–12%, что расширяет область применения колесно-гусеничных форвардеров.

3. Установлено, что при движении по трелевочным волокам 1-го и 2-го типов местности рационально применять колесные погрузочно-транспортные машины с дифференциальным типом трансмиссии. Передаточное число межосевого дифференциала должно находиться в пределах 2,2–3,0, что позволит машине двигаться с буксованием 0,34–0,35%.

4. Для освоения труднодоступного лесосечного фонда, находящегося на грунтах 3-го и 4-го типов местности, необходимо эксплуатировать погрузочно-транспортные машины с колесно-гусеничным типом движителя и блокированным типом трансмиссии. Для достижения наибольшей касательной силы тяги машины необходимо, чтобы колесно-гусеничный движитель имел положительное значение коэффициента кинематического несоответствия в пределах 0–0,02. Значение данного параметра обеспечивается путем поддержания максимального давления в шинах колес балансирной тележки.

Литература

1. Тракторы: Теория: учеб. / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Пищов, С. Н. Математическая модель колебаний форвардера 6К6 повышенной проходимости / С. Н. Пищов // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. – Минск, 2007. – Вып. XV. – С. 52–55.
3. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. по ф. бие для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд. – М., 1990. – Гл. 2. – 352 с.
4. Лефаров, А. Х. Энергонагруженность ведущих мостов транспортно-тяговых машин / А. Х. Лефаров // Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин / А. Х. Лефаров [и др.]. – Минск, 1991. – С. 5–169.