

Из графиков на рисунке 5 видно, что наиболее эффективно передает мощность, подведенную трансмиссией, колесо, катящееся по «сухому асфальту», а эффективнее всего преобразует подведенную мощность в работу по преодолению сил сопротивления продольному движению в рассмотренных условиях колесо, катящееся по «песку». Объяснить это можно тем, что «песок», исходя из принятых данных (см. таблицу 1), обладает максимальной плотностью  $\rho$ , наименьшим внутренним сцеплением  $c_0$  и максимальным углом  $\phi_0$  внутреннего трения. Вследствие этого данная опорная поверхность по сравнению с другими деформируемыми поверхностями максимально интенсивно снижает силу продольного сопротивления движению колеса при наличии принудительного его вращения от привода, а значит, уменьшает относительную величину потерь энергии при этом.

Что касается преимуществ деформируемых опорных поверхностей по сравнению с недеформируемой («сухим асфальтом») по значению показателя  $K_{\text{кд}}$ , то оно объясняется различием зависимостей коэффициента  $f_{\Sigma}$  сопротивления качению эластичного колеса от продольного скольжения  $s_x$  в этих условиях (рисунок 3,б).

### Вывод

Проведенный анализ результатов, полученных с использованием разработанной математической модели, показывает их хорошую согласованность с данными, приведенными в опубликованных материалах соответствующих экспериментальных исследований [1, 2]. Следовательно, это указывает на то, что данная модель качественно адекватна моделируемым процессам и поэтому может использоваться при решении поставленных задач исследований.

### Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М., «Машиностроение», 1981, 231с.
2. Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. Диссертация на соискание уч. ст. д.т.н. Москва, 2008, 370 с.
3. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностной баланс автомобиля. М., «Машиностроение», 1984, 160с.
4. Лепешкин А.В., Петров С.Е. Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ». – М., МГТУ «МАМИ», № 2(14), 2012, т. 1. с. 236-244.
5. Лепешкин А.В. Математическая модель работы эластичного колеса при его взаимодействии с ровной деформируемой опорной поверхностью в различных режимах его качения по прямолинейной траектории. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19476 от 11.09.2013 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование».

### **Математическая модель работы активной двухосной четырехколесной тележки с балансирной подвеской при установившемся прямолинейном движении по деформируемой опорной поверхности**

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.

Университет машиностроения  
(495) 223-05-23, доб. 1426, [lep@mami.ru](mailto:lep@mami.ru)

*Аннотация.* Предлагаемая математическая модель получена на основе известных зависимостей, определяющих взаимодействие эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, с учетом различий, определяющих условия качения колес второй оси тележки, движущихся след в след за колесами передней

оси. Математическая модель позволяет по известной вертикальной нагрузке на тележку, ее продольной скорости и величине угловой скорости вращения колес определить продольную составляющую усилия, передаваемого тележкой на остов машины, и суммарный момент, реализуемый колесами тележки при взаимодействии с опорной поверхностью.

*Ключевые слова:* взаимодействие эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, двухосная четырехколесная тележка с балансирной подвеской, математическое моделирование

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Соглашения № 14.В37.21.0290 от 27 июля 2012 г. на поисковые НИР для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 гг. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг.

Представляемая в данной статье математическая модель работы активной двухосной четырехколесной тележки с балансирной подвеской при установившемся прямолинейном качении ее колес по деформируемой опорной поверхности предназначена для использования в математической модели движения многоприводной колесной машины с бесступенчато-регулируемой «интеллектуальной» трансмиссией, обеспечивающей регулируемый подвод мощности к ее колесам. Целью создания этой модели является проведение исследований, обосновывающих методику разработки систем автоматического адаптивного управления (СААУ) режимом работы таких трансмиссий.

В связи с этим главным требованием к разработанной математической модели является обеспечение возможности оценки параметров, характеризующих работу эластичных колес тележки в зависимости от свойств шин, опорной поверхности и режима работы привода.

Исходя из опыта создания подобных математических моделей, для решения поставленной задачи необходимо, чтобы в ней по известной нормальной к опорной поверхности составляющей нагрузки  $R_z$  на тележку, ее продольной скорости  $V_x$  движения и величине угловой скорости вращения колес  $\omega_k$  определялись продольная составляющая  $R_x$  усилия, передаваемого тележкой на остов машины, и суммарный момент  $M_\Sigma$ , реализуемый колесами тележки, пропорциональный моменту, подведенному приводом.

При разработке данной математической модели использовалась расчетная схема, приведенная на рисунке 1. На этой схеме показан вариант взаимодействия эластичных колес тележки с деформируемой опорной поверхностью, возникающий при ведущем режиме их качения. Данная расчетная схема получена на основании анализа подобных расчетных схем, приведенных в работе [1], с учетом различий условий качения колес тележки, обусловленных движением колес второй оси след в след с колесами передней оси.

Заметим, что благодаря наличию балансирной подвески нормальные к опорной поверхности составляющие усилий  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  при установившемся движении принимают одинаковые значения, а ось передних колес расположена немного выше оси задних, поэтому линия, соединяющая центры этих колес, образует некоторый продольный угол  $\psi$  по отношению к опорной поверхности. Таким образом, при рассматриваемом движении по горизонтальной деформируемой опорной поверхности справедливы следующие соотношения:

$$R_{z1} = R_{z2} = 0,25 \cdot R_z + 0,5 \cdot G, \quad (1)$$

$$\psi = \arcsin \left( \frac{h_{z2} - h_{z1} + h_{r2}}{l_6} \right), \quad (2)$$

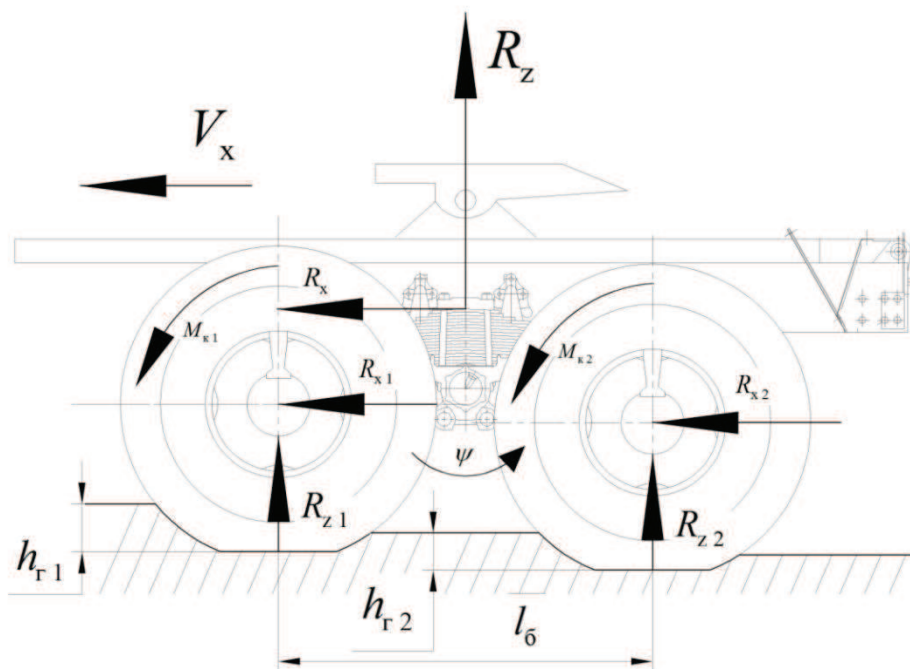
где:  $G$  – вес одного моста тележки;

$h_{z1}$  – нормальный прогиб шины колеса передней оси;

$h_{z2}$  – нормальный прогиб шины колеса задней оси;

$h_{г2}$  – нормальная деформация грунта под колесом задней оси;

$l_6$  – расстояние между центрами колес тележки.



**Рисунок 1. Расчетная схема взаимодействия эластичных колес тележки с грунтом**

Кроме этого, при разработке данной математической модели принято, что левое и правое эластичные колеса одной оси работают в одинаковых условиях, а межосевая связь у тележки блокированная. То есть справедливы следующие уравнения:

$$R_x = 2 \cdot R_{x1} + 2 \cdot R_{x2}, \quad (3)$$

$$M_\Sigma = 2 \cdot M_{k1} + 2 \cdot M_{k2}, \quad (4)$$

$$V_x = \omega_k \cdot r_{k1} \cdot (1 - s_{x1}) = \omega_k \cdot r_{k2} \cdot (1 - s_{x2}), \quad (5)$$

где:  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$  – продольные составляющие усилий, передаваемых тележке от колес соответственно передней и задней оси;

$M_{k1}$  и  $M_{k2}$  – моменты, реализуемые на колесах соответственно передней и задней оси;

$r_{k1}$  и  $r_{k2}$  – радиусы качения эластичных колес без учета скольжения, которые в данной модели принимаются равные радиусам качения соответствующих эластичных колес в ведомом режиме, определяющихся по рекомендациям [2];

$s_{x1}$  и  $s_{x2}$  – продольное скольжение в пятне контакта соответствующего колеса.

Основой для разработки представляемой математической модели является разработанная автором ранее математическая модель работы эластичного колеса при его взаимодействии с ровной деформируемой опорной поверхностью в различных режимах его установившегося качения по прямолинейной траектории [3]. Эта модель получена из анализа опубликованных результатов исследований, приведенных в работах [1, 2], авторы которых изучали взаимодействие эластичного колеса с ровными недеформируемыми и деформируемыми опорными поверхностями при его качении в этих условиях. При этом важным требованием, предъявляемым к представляемой модели, является необходимость обеспечения в ней учета изменения условий качения колес задней оси тележки по сравнению с условиями качения колес передней оси. Эти условия меняются из-за изменения свойств опорной поверхности в колее, образовавшейся после прохода колес передней оси тележки.

В связи с этим в разработанной математической модели реализована возможность оценки новых значений параметров, характеризующих следующие физические свойства рас-

смазываемой деформируемой опорной поверхности: объемной плотности  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>] грунта, модуля  $E$  [МПа] объемной деформации грунта, внутреннего сцепления  $c_0$  [МПа] грунта, угла  $\varphi_0$  [град] внутреннего трения грунта и толщины  $H_r$  [м] мягкого слоя грунта после однократного прохода эластичного колеса.

Новые значения этих параметров (в дальнейших обозначениях эти новых значений параметров используется штрих) определяются по приведенным ниже формулам, полученным на основании данных, приведенных в работе [4].

Вначале, согласно [4], по величине давления, создаваемого на грунт поверхностью впереди идущего эластичного колеса, определяется новое значение объемной плотности  $\rho'_c$  скелета грунта в образовавшейся колее. Для этого используется следующая формула, предложенная в работе [4]:

$$\rho'_c = \rho_c + \frac{\rho_t \cdot q_{д1}}{q_{д1} + E \cdot \left(1 + \frac{\zeta^2 \cdot H_r^2}{3 \cdot S_1}\right)}, \quad (6)$$

где:  $\rho_c$  – начальное значение объемной плотности скелета грунта [кг/м<sup>3</sup>];

$\rho_t$  – плотность твердых частиц грунта [кг/м<sup>3</sup>];

$q_{д1}$  – среднее динамическое давление в контакте поверхности шины впереди идущего колеса с грунтом [МПа], в разработанной модели с учетом рекомендаций, приведенных в работе [4], определяется по формуле:

$$q_{д1} = K_{д1} \cdot \left[ k_z \cdot p_1(h_{г1}) + (1 - k_z) \cdot p_1(h_{г1} - h_{г3}) \right]; \quad (7)$$

здесь:  $K_{д1}$  – коэффициент динамичности взаимодействия передних колес тележки с опорной поверхностью, учитывающий увеличение несущей способности грунта из-за кратковременности взаимодействия шины с грунтом, согласно рекомендациям [1, 4] определяется по формуле:

$$K_{д1} = \frac{l_1}{l_1 + t_{p1} \cdot V_x}, \quad (8)$$

$l_1$  – проекция длины пятна контакта эластичного колеса передней оси тележки с грунтом [м],

$t_{p1}$  – время релаксации грунта под передними колесами тележки [с], по данным [1, 4] определяется по эмпирической формуле:

$$t_{p1} = \frac{1}{2 \cdot \varphi_0}; \quad (9)$$

$k_z$  – коэффициент насыщенности протектора шины,

$p_1(h)$  – зависимость давления в контакте поверхности шины передних колес тележки с грунтом от его нормальной деформации [МПа], определяется в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1], в формуле (7) используются два значения из этой зависимости, соответствующие давлениям в контакте наружной поверхности грунтозацепов и поверхности шины во впадинах между ними (если таковое имеется) с грунтом;

$h_{г1}$  – нормальная деформация грунта под колесом передней оси тележки [м];

$h_{г3}$  – высота грунтозацепов шины [м];

$\zeta$  – параметр, учитывающий затухание напряжений и толщину уплотняемого слоя, по

данным [1, 4]  $\zeta = 0,55 \div 0,6$ , в модели принято  $\zeta = 0,57$ ;

$S_1$  – площадь пятна контакта эластичного колеса передней оси тележки с грунтом, предполагая, что форма этой площади близка к эллипсу, принято  $S_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot b \cdot l_1$  ( $b$  – ширина протектора шины).

Объемная плотность  $\rho$  грунта, как известно, зависит от плотности его скелета  $\rho_c$  и весовой влажности  $W$ , определяемой в долях от единицы. Тогда новое значение объемной плотности  $\rho'$  грунта при условии, что его весовая влажность  $W$  после прохода колеса передней оси тележки не меняется, будет равна:

$$\rho' = \rho'_c \cdot (1 + W). \quad (10)$$

Новое значение толщины  $H'_r$  мягкого слоя грунта, учитывая наличие грунтозацепов на поверхности шины, определяется в осредненном виде по формуле:

$$H'_r = H_r - [k_z \cdot h_r + (1 - k_z) \cdot (h_r - h_{r3})]. \quad (11)$$

Новые значения модуля  $E'$  объемной деформации, внутреннего сцепления  $c'_0$  и угла  $\varphi'_0$  внутреннего трения грунта определяются по следующим формулам, полученным на основании математических выражений, приведенных в работе [4] и полученных ее автором в результате статистической обработки большого числа экспериментальных данных. При получении ниже приведенных зависимостей также делалось предположение о том, что весовая влажность грунта  $W$  после прохода колеса передней оси тележки не изменяется.

$$E' = E + K_E \cdot \frac{W_T}{W - 0,05} \cdot (\rho'_c + \rho_c) \cdot (\rho'_c - \rho_c), \quad (12)$$

$$c'_0 = c_0 + K_c \cdot \frac{W_T}{W} \cdot (\rho'_c - \rho_c), \quad (13)$$

$$\varphi'_0 = \varphi_0 + K_\varphi \cdot \frac{\rho'_c - \rho_c}{\rho_T}, \quad (14)$$

здесь:  $W_T$  – весовая влажность рассматриваемого грунта, соответствующая его пределу текучести, в модели принято  $W_T = 0,25$ ;

$K_E$ ,  $K_c$ ,  $K_\varphi$  – коэффициенты, диапазоны значений которых приведены в работе [4], в модели принято  $K_E = 25 \cdot 10^{-6}$  МПа·(м<sup>3</sup>/кг)<sup>2</sup>,  $K_c = 60 \cdot 10^{-6}$  МПа·м<sup>3</sup>/кг,  $K_\varphi = 40^\circ$ .

Итак, приведенные формулы (6)÷(14) позволяют провести оценку новых значений параметров, характеризующих физические свойства грунта после прохода впереди идущего колеса тележки.

На основании этого математического описания была разработана соответствующая математическая модель в виде программного модуля в составе программного комплекса, написанного на языке Fortran в среде Compaq Visual Fortran под Windows. На этот программный комплекс получено Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19477 от 11.09.2013 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование» [5].

Проведенные расчеты с использованием этого комплекса дали результаты, приведенные в таблицах 1 и 2. Эти результаты получены для двухосной тележки, содержащей четыре колеса с шиной марки 1300\*530-533, движущейся в ведомом режиме (при  $M_\Sigma \approx 0$ ) по четырем вариантам горизонтальных деформируемых поверхностей с условными названиями «суглинок», «песок», «заболоченный луг» и «снег» (при температуре  $-5^\circ\text{C}$ ). Параметры шины марки 1300\*530-533 взяты из работы [2], а характеристики опорных поверхностей выбраны из данных, приведенных в работах [1, 4]. Условия функционирования тележки задавались

следующими параметрами: давлением воздуха в шине  $p_w = 0,3$  МПа, вертикальной составляющей нагрузки на тележку, учитывающей веса ее подрессоренной части, балансирной подвески, мостов и колес с шинами, обеспечивающей в контакте колес тележки с опорной поверхностью нормальные усилия  $R_{z1} = R_{z2} \approx 43,5$  кН, продольной скоростью движения тележки  $V_x \approx 1,3$  м/с, угловой скоростью вращения колеса  $\omega_k = 2,24$  рад/с.

Таблица 1.

**Значения параметров, характеризующих физические свойства рассматриваемых опорных поверхностей, до и после прохода колес передней оси тележки**

Опорная поверхность		$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$E$ [МПа]	$\varphi_0$ [град]	$c_0$ [МПа]	$H_r$ [м]
суглинок	до прохода колеса	1300,0	17,9	24,00	0,056	0,5
	после прохода колеса	1346,9	21,5	24,59	0,059	0,475
песок	до прохода колеса	1650,0	3,5	34,00	0,0008	0,5
	после прохода колеса	1826,9	21,3	36,23	0,012	0,248
заболоченный луг	до прохода колеса	1200,0	1,5	15,00	0,006	0,2
	после прохода колеса	1699,0	43,4	21,28	0,037	0,041
снег при -5°C	до прохода колеса	400,0	1,8	21,80	0,07	0,3
	после прохода колеса	557,0	6,15	27,62	0,08	0,254

Данные, приведенные в таблице 1, показывают, что полученные в результате математического моделирования новые значения параметров, характеризующих физические свойства рассматриваемых опорных поверхностей, после прохода колес передней оси тележки не противоречат материалам, полученным экспериментально и опубликованным в работах [1, 4]. То есть на основании этого можно сделать вывод, что из всего многообразия деформируемых опорных поверхностей, по своим характеристикам, близких к рассмотренным, существуют такие, которые соответствуют им, а значит, разработанная математическая модель с этой точки зрения адекватна моделируемым процессам и может быть использована при решении поставленных задач исследований.

Таблица 2.

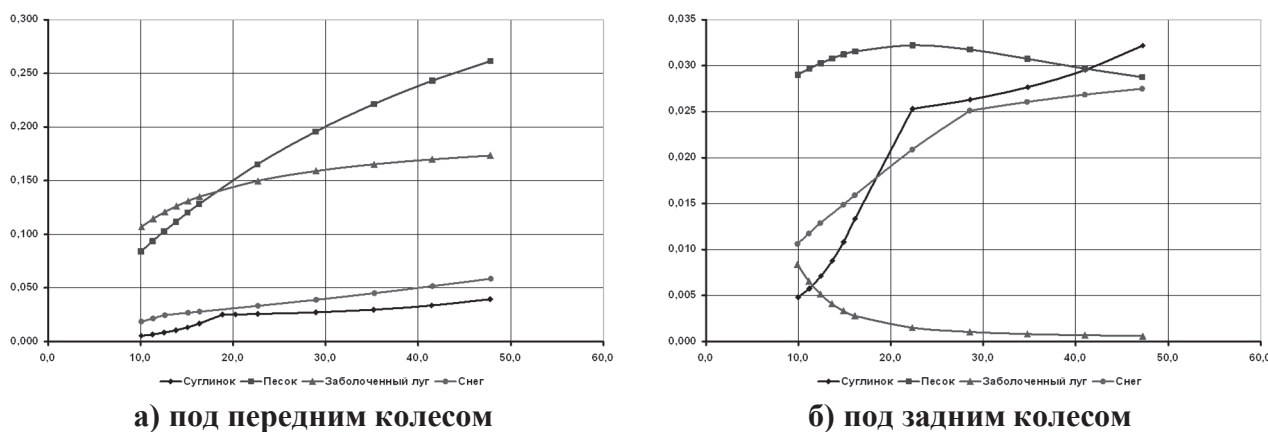
**Результат взаимодействия эластичных колес тележки с опорной поверхностью в ведомом режиме ее движения (при  $M_\Sigma \approx 0$ )**

Опорная поверхность		$p(h_r)$ [МПа]	$K_d$	$h_z$ [м]	$h_r$ [м]	$s_{x0}$	$R_x$ [кН]	$M_k$ [кН·м]
суглинок	переднее колесо	0,431	0,93	0,0101	0,0382	-0,0016	-5,212	0,0498
	заднее колесо	0,478	0,928	0,0103	0,0317	-0,0018	-4,671	-0,0499
песок	переднее колесо	0,292	0,97	0,0074	0,2652	0,0031	-9,160	0,3822
	заднее колесо	0,544	0,945	0,0104	0,0277	-0,0016	-2,278	-0,3822
заболоченный луг	переднее колесо	0,399	0,926	0,008	0,1725	-0,0001	-7,570	0,757
	заднее колесо	0,903	0,887	0,0112	0,0006	-0,0043	-2,720	-0,7562
снег при -5°C	переднее колесо	0,429	0,93	0,0096	0,0591	-0,0004	-8,498	0,1852
	заднее колесо	0,743	0,933	0,0103	0,0266	-0,0013	-5,148	-0,1849

Анализ данных, приведенных в таблице 2, позволяет заключить, что полученные результаты проведенного математического моделирования движения рассматриваемой тележки в принятых условиях в ведомом режиме (при  $M_\Sigma \approx 0$ ) соответствуют материалам, опубликованным в работах [1, 4]: давление  $p(h_r)$  в контакте наружной поверхности грунтозаце-

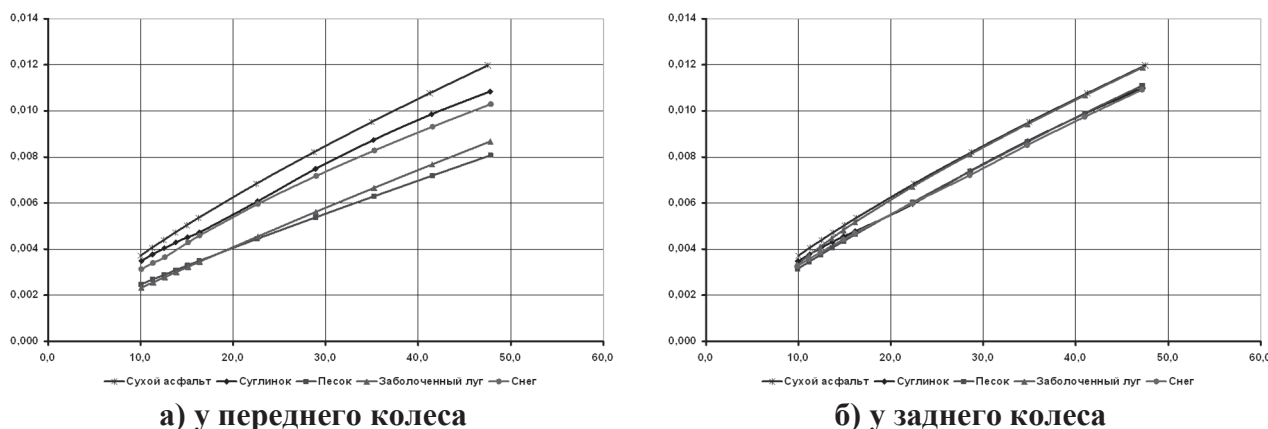
пов шины с опорной поверхностью у колес задней оси тележки всегда больше, чем у колес передней оси, при этом нормальная деформация  $h_r$  грунта под передними колесами всегда больше, чем под задними, а нормальный прогиб  $h_z$  шины – наоборот. При этом продольное скольжение  $S_{x0}$  у колес передней и задней оси таковы, что реализуемые на них моменты практически равны по абсолютной величине, но имеют разный знак.

Подтверждением адекватности разработанной математической модели являются приведенные на рисунках 2 и 3 графики, характеризующие изменение нормальной деформации  $h_r$  грунта и нормального прогиба  $h_z$  шины в функции от нормальной нагрузки  $R_z$ , приходящейся на ось колеса.



**Рисунок 2. Зависимость нормальной деформации  $h_r$  [м] грунта от нормальной нагрузки  $R_z$  [кН]**

Следует отметить, что при анализе графиков, приведенных на рисунках 2 и 3, необходимо учитывать, что каждой точке на графиках рисунка 2,а соответствует своя точка на других рисунках. Обусловлено это тем, что нормальная нагрузка на колеса передней и задней оси тележки одинаковы, а условия, в которых происходит качение колес задней оси, создаются колесами передней оси.

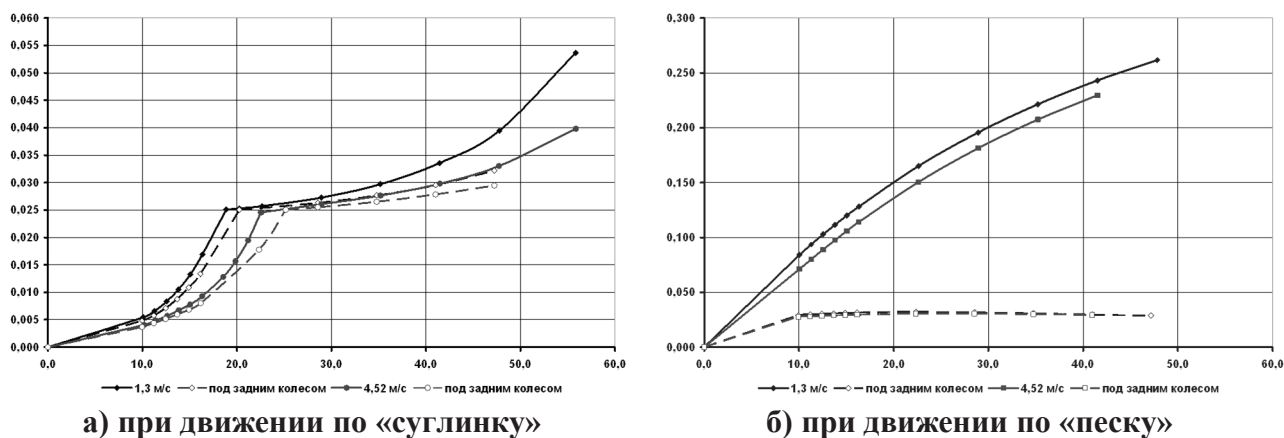


**Рисунок 3. Зависимость нормального прогиба  $h_z$  [м] шины от нормальной нагрузки  $R_z$  [кН]**

Этим объясняется, например, уменьшение нормальной деформации грунта под колесом задней оси с увеличением нормальной нагрузки при движении по песку и заболоченному лугу. Так, при движении по песку это связано с постепенно увеличивающейся несущей способностью песка после прохода колеса передней оси с нарастающей нагрузкой, а при движении по заболоченному лугу это обусловлено тем, что глубина колеи, созданная впереди идущим колесом, при большой нагрузке почти равняется толщине мягкого слоя грунта и задние колеса при этом уже практически движутся по недеформируемому основанию. Подтверждением

этого является то, что нормальный прогиб шины колес задней оси тележки при движении по заболоченному лугу практически равен прогибу шины при качении их по сухому асфальту с той же нагрузкой (см. рисунок 3,б).

Графики на рисунке 4 иллюстрируют влияние продольной скорости  $V_x$  тележки на величину нормальной деформации  $h_T$  грунта под передними и задними колесами тележки.



**Рисунок 4. Влияние продольной скорости  $V_x$  движения тележки на зависимость нормальной деформации  $h_T$  [м] грунта под колесами ее передней и задней оси от нормальной нагрузки  $R_z$  [кН]**

Из этих графиков видно, что с увеличением скорости  $V_x$  увеличивает несущую способность грунта, причем в большей степени это сказывается на величине нормальной деформации  $h_T$  грунта под передними колесами тележки. Таким образом в математической модели проявляется влияние коэффициента динамичности  $K_d$ , характеризующего повышение несущей способности грунта при уменьшении времени действия нагрузки.

Заметим, что изменение характера зависимости нормальной деформации  $h_T$  грунта от нормальной нагрузки  $R_z$ , приходящейся на ось колеса, наблюдаемое у ряда графиков на рисунках 2,а, 2,б и 4,а с достижением величины  $h_T = 0,025$  м, обусловлена тем, что в расчетах этому значению принята высота грунтозацепов шины и после достижения величины этой деформации значительно возрастает площадь контакта шины с опорной поверхностью. Результатом этого является существенное увеличение несущей способности грунта.

Приведенные зависимости на рисунках 2, 3 и 4 показывают, что данные, полученные в результате математического моделирования режима качения колеса в принятых условиях, не противоречат материалам, приведенным в работах [1, 4], а значит, разработанная модель качественно адекватна моделируемым процессам и может быть использована для дальнейших исследований.

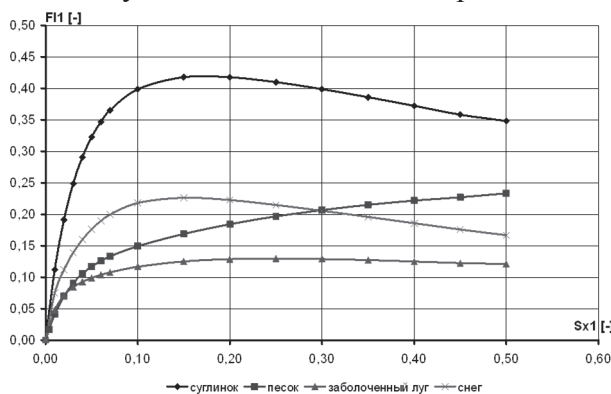
Для анализа адекватности разработанной математической модели рассматриваемой тележки в ведущем режиме были проведены расчеты при тех же условиях с изменением продольной величины скольжения в пятне контакта колес с опорной поверхностью  $s_{xi}$  в диапазоне от 0 до 0,5.

На рисунках 5 и 6 приведены графики расчетных зависимостей коэффициентов  $\varphi_{xi}$  сцепления колес передней и задней оси тележки с опорной поверхностью и коэффициента  $f_{\Sigma i}$  сопротивления их качению от продольного скольжения  $s_{xi}$  при нормальной нагрузке на одно колесо  $R_{zi} \approx 30$  кН на скорости  $V_x \approx 1,3$  м/с в принятых условиях.

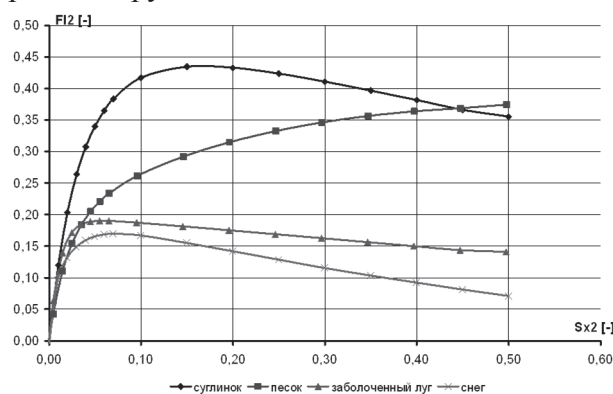
При анализе этих и приведенных далее графиков следует учитывать, что разработанная математическая модель не учитывает процесс фрезерования почвы и соответствующее увеличение глубины образующейся колеи, обусловленное выносом грунта из области контакта.

Очевидно, что связанная с этим погрешность математической модели возрастает с увеличением величины продольного скольжения  $S_x$ , а значит, получаемым результатам моделирования с этой точки зрения можно доверять при  $S_x < 0,25$ .

Из анализа графиков на рисунках 5 и 6 видим, что каждая из принятых опорных поверхностей имеет свой характер взаимодействия с колесом как передней, так и задней оси, и этот характер хорошо согласуется с данными, приведенными в работах [1, 2]. Кроме этого, можно отметить, что для колес передней оси, движущихся по опорным поверхностям, обладающих невысокой несущей способностью, характерно в области малых продольных скольжений  $S_x$  при возрастании скольжения уменьшение коэффициента  $f_{\Sigma}$  сопротивления качению колеса. Обусловлено это тем, что при принудительном вращении колеса от привода снижается влияние так называемого бульдозерного эффекта, который максимален для колес в тормозном и ведомом режимах качения. Для колес задней оси тележки этого не наблюдается из-за существенно меньшей нормальной деформации грунта под ними.

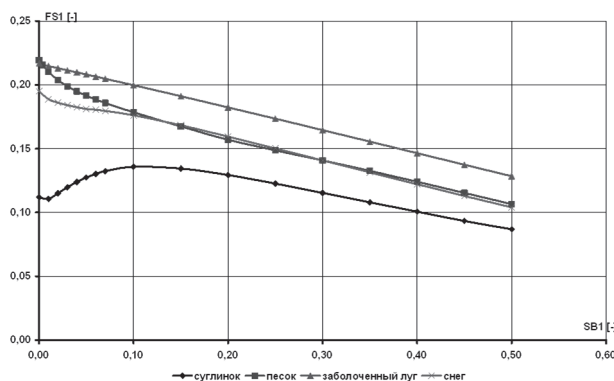


а) колеса передней оси тележки

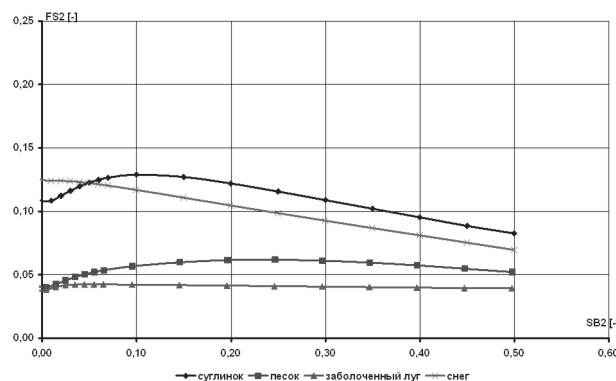


б) колеса задней оси тележки

**Рисунок 5. Зависимости коэффициента  $\varphi_{xi}$  сцепления колес тележки от продольного скольжения  $S_{xi}$  в принятых условиях**



а) колеса передней оси тележки



б) колеса задней оси тележки

**Рисунок 6. Зависимости коэффициента  $f_{\Sigma i}$  сопротивления качению колес тележки от продольного скольжения  $S_{xi}$  в принятых условиях**

На рисунке 7 показаны изменения тяговых свойств колес задней оси тележки по сравнению с колесами передней оси в рассматриваемых условиях.

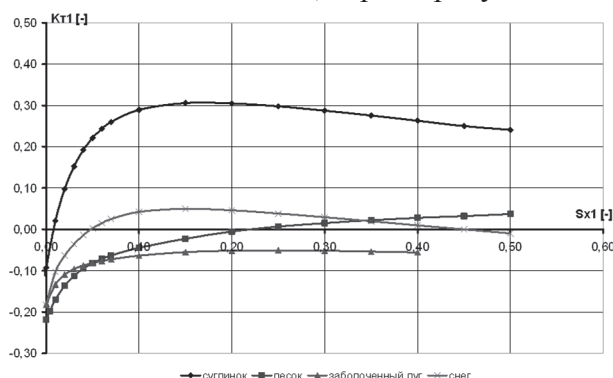
Расчетные зависимости, характеризующие тяговые свойства рассматриваемой четырех колесной тележки, приведены на рисунке 8.

Заметим, что зависимости, приведенные на рисунке 8, получены по соответствующим суммарным величинам усилий и моментов, реализуемым на колесах рассматриваемой тележки и определенным в тех же условиях, что и графики на рисунках 5, 6 и 7.

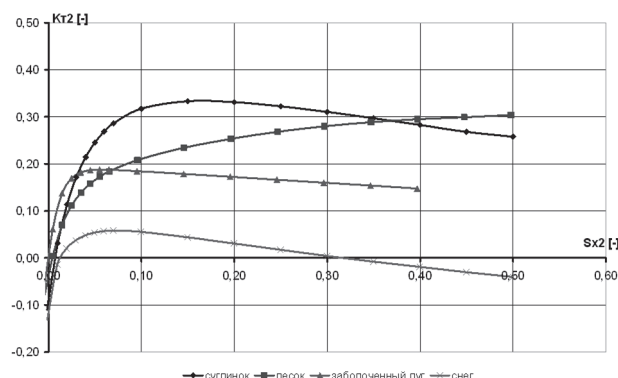
Из графика на рисунке 8 видно, что во всех рассматриваемых условиях рассматривае-

мая четырехколесная тележка может самостоятельно двигаться и при необходимости создавать определенное толкающее усилие на остов машины.

Следует отметить, что проведенные расчеты движения рассматриваемой тележки в принятых условиях на других скоростях ее движения показали, что изменение скорости движения тележки в принятом диапазоне не оказывает существенного влияния на приведенные выше зависимости, характеризующие ее тяговые возможности.

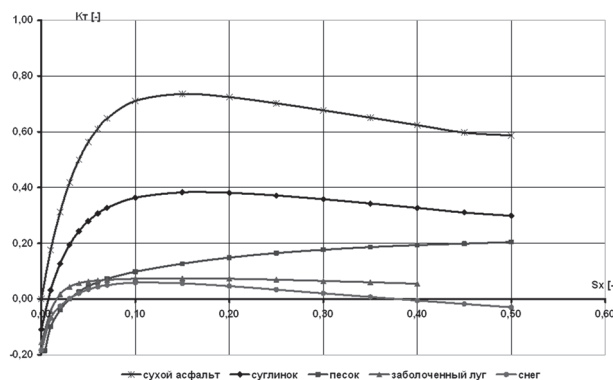


а) колеса передней оси тележки

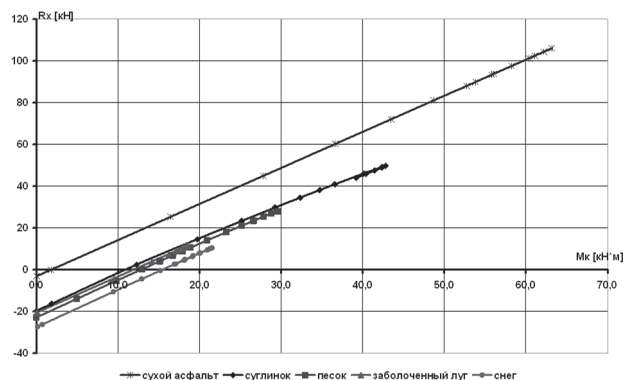


б) колеса задней оси тележки

Рисунок 7. Зависимости коэффициента тяги по сцеплению  $k_{Ti} = \frac{R_{xi}}{R_{zi}}$  колес тележки от продольного скольжения  $S_{xi}$  в принятых условиях



а) зависимость коэффициента тяги по сцеплению  $k_T = \frac{R_x}{R_z}$  четырехколесной тележки от продольного скольжения  $S_{x1}$  колес ее передней оси



б) зависимость продольной составляющей усилия  $R_x$ , создаваемого тележкой, от суммарного момента  $M_\Sigma$ , реализуемого на ее колесах

Рисунок 8. Зависимости, характеризующие тяговые возможности рассматриваемой тележки в принятых условиях

Для оценки энергоэффективности движителя рассматриваемой тележки в принятых условиях в модели используются следующие показатели:

3) тяговый КПД  $\eta_T$  тележки, который при  $R_x \leq 0$  принимается равным нулю, а при  $R_x > 0$

определяется по формуле:  $\eta_T = \frac{R_x \cdot V_x}{M_\Sigma \cdot \omega_k}$ ;

4) энергетический показатель  $K_{кд}$  эффективности преобразования суммарной подведенной к колесам тележки мощности в работу по преодолению сил сопротивления продольному ее движению, определяющийся в зависимости от режима работы тележки по формулам:

- в ведомом и неопределенном режимах ( $R_x < 0$ ) –  $K_{\text{кд}} = \frac{R_{f0\Sigma} \cdot V_x}{M_{\Sigma} \cdot \omega_k - R_x \cdot V_x}$ ,
- в ведущем режиме ( $R_x > 0$ ) –  $K_{\text{кд}} = \frac{(R_{f0\Sigma} + R_x) \cdot V_x}{M_{\Sigma} \cdot \omega_k}$ ,

здесь  $R_{f0\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления продольному движению тележки в ведомом режиме работы (при  $M_{\Sigma} \approx 0$ ).

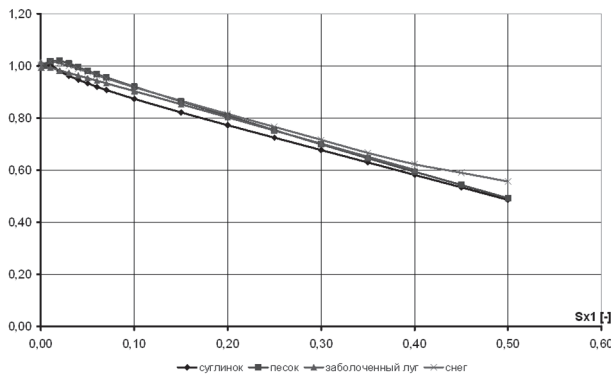
Следует отметить, что при вычислении  $K_{\text{кд}}$  в ведомом и неопределенном режимах ( $R_x < 0$ ) работы тележки, в модели предполагается, что при установившемся прямолинейном движении колесной машины недостаток продольного усилия  $R_x$  для самостоятельного продольного движения ее тележки компенсируется равным этому недостатку толкающим усилием со стороны остова машины. Очевидно, что при ведомом режиме работы тележки  $K_{\text{кд}} = 1$ , а при ведущем он может стать и больше единицы.

Такой подход при оценке энергоэффективности тележки позволяет учесть мощность, подводимую к ней не только через трансмиссию, но и от остова машины.

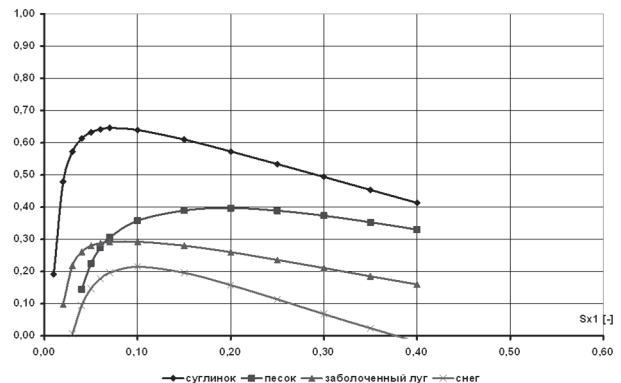
Заметим, что тяговый КПД  $\eta_T$  тележки характеризует, насколько эффективно ее движитель преобразует мощность, поступившую от привода, в мощность, передаваемую на остова машины.

На рисунке 9 приведены графики зависимостей показателей энергоэффективности рассматриваемой тележки от величины продольного скольжения  $S_{x1}$  колес ее передней оси, полученные в результате расчета при тех же условиях, что и графики на рисунках 5, 6, 7 и 8.

Анализ графиков, приведенных на рисунке 9,а, показывает, что на величину показателя  $K_{\text{кд}}$  условия, в которых происходит движение тележки, значимого влияния не оказывает, тогда как величина тягового КПД  $\eta_T$  тележки от этого фактора зависит существенно.



**а) показатель  $K_{\text{кд}}$  эффективности преобразования подведенной к тележке мощности**



**б) тяговый КПД  $\eta_T$  тележки**

**Рисунок 9. Зависимости показателя  $K_{\text{кд}}$  эффективности преобразования подведенной к тележке мощности и тягового КПД  $\eta_T$  тележки от продольного скольжения  $S_{x1}$  колес ее передней оси**

### Выводы

Анализ полученных в результате математического моделирования данных показывает их хорошую согласованность с данными, приведенными в опубликованных материалах соответствующих экспериментальных исследований [1, 4]. Следовательно, это указывает на то,

что данная модель качественно адекватна моделируемым процессам и поэтому может использоваться при решении поставленных задач исследований.

### Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М., «Машиностроение», 1981, 231 с.
2. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностной баланс автомобиля. М., «Машиностроение», 1984, 160 с.
3. Лепешкин А.В., Петров С.Е. Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении. Известия МГТУ «МАМИ» № 2(14), 2012, т. 1, с. 233-241.
4. Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. Диссертация на соискание уч. ст. д.т.н. Москва, 2008, 370 с.
5. Лепешкин А.В. Математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с гидрообъемной трансмиссией ведущих колес прицепа по деформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19477 от 11.09.2013 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование».

### **Эффективность бесконтактных генераторов постоянного тока для транспортных средств**

д.т.н. проф. Лохнин В.В., д.т.н. проф. Юркевич В.М., д.т.н. проф. Ивоботенко Б.А.,  
Ширков В.И.

*Университет машиностроения, МЭИ (Технический университет)  
8(495) 223-05-23 доб. 1324, lokhnin\_v\_v@mail.ru, neo-sc@yandex.ru*

*Аннотация.* Проведено исследование основных массово-эффективных характеристик бесконтактных источников постоянного тока стабильного напряжения для автотранспортных средств (гибридных автомобилей, электромобилей). Проведен сравнительный анализ существующих схем управления источниками постоянного тока, и выделены наиболее эффективные из них.

*Ключевые слова:* источник постоянного тока стабильного напряжения, электрическая машина, высокоэнергетические постоянные магниты.

Электрические машины с возбуждением от высокоэнергетических постоянных магнитов из-за ряда своих достоинств (бесконтактность, надежное возбуждение и отсутствие потерь на него) перспективны для применения на транспортных средствах. Они востребованы в двигательном режиме работы (вентильные двигатели), но генераторный режим работы требует регулирования магнитного потока от постоянных магнитов, что связано с известными трудностями. В источнике постоянного тока на базе такого генератора появляется возможность выноса регулятора напряжения в управляемый выпрямительный блок. В случае глубокого регулирования напряжения это в настоящее время единственно эффективный метод регулирования. Источник в этом случае имеет следующую структуру: нерегулируемый генератор на постоянных магнитах, выпрямитель на диодах, тиристорах или транзисторах и сглаживающий L-C фильтр.

Если привод генератора имеет кратность частоты вращения в пределах 2-х, конкурентоспособна структура источника с регулируемым генератором на постоянных магнитах (смешанное возбуждение, рисунок 1, или усовершенствованное подмагничивание, рисунок 2), диодный выпрямитель и сглаживающий L-C фильтр.

Оценим массовые показатели ряда источников на базе бесконтактного генератора с высокоэнергетическими постоянными магнитами на следующие технические задания:

- мощность генератора – 9 кВт;
- выходное напряжение источника – 30 В;