

- ной трансмиссии за счет комбинированного способа регулирования гидромашин. М., «Вестник машиностроения», № 2, 2006, с. 27-32.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. Под редакцией А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
 3. Лепешкин А.В. Математическая модель многоприводной колесной машины в общем случае ее движения. Сборник избранных докладов 49-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) России «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» 4-го Международного научного симпозиума, посвященного 140-летию Московского государственного технического университета «МАМИ». Книга 3, М., МГТУ «МАМИ», 2005г., с. 138-158. ISBN 5-94099-036-3.
 4. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 16157 от 06.09.2010.М., ВНИИЦ, 2010, № 50201001473.
 5. Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (7), 2009, с. 46-56.
 6. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин. - М., Вестник машиностроения, 1977, № 7. – с. 11-13.
 7. Лепешкин А.В. Математическая модель объемного гидропривода вращательного движения. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 29.08.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801936.
 8. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки объемного КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11198 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801681.
 9. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки механического КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801682.
 10. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.

Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Петров С.Е.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. Предлагаемая математическая модель получена на основе комбинации известных зависимостей, определяющих взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, с рекомендациями по учету дополнительных усилий в области деформации грунта колесом. Математическая модель позволяет по известной вертикальной нагрузке на ось колеса, продольной скорости его оси и величине продольного скольжения в пятне контакта определить продольную составляющую усилия, передаваемого на остоу машины, и момент, возникающий на оси этого колеса при этом.

Ключевые слова: взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, математическая модель при установившемся прямо-

линейном качении

В данной статье приведены результаты научных исследований, полученные при выполнении Гранта № 14.В37.21.0290 с финансовой поддержкой государства в лице Минобрнауки России.

Представляемая в данной статье математическая модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью предназначена для использования в математической модели движения многоприводной колесной машины с бесступенчато регулируемой интеллектуальной трансмиссией, обеспечивающей индивидуальный подвод мощности к каждому ее колесу. 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 математической модели взаимодействия колеса с опорной поверхностью является обеспечение возможности оценки параметров, характеризующих работу этого колеса в зависимости от свойств шины и опорной поверхности, а также режима работы привода.

Исходя из опыта создания подобных математических моделей [3], для решения поставленной задачи необходимо, чтобы в ней по известной вертикальной нагрузке P_z на ось колеса, продольной скорости V_x движения его оси и величине продольного скольжения s_x в пятне его контакта с опорной поверхностью определялись продольная составляющая P_x усилия, передаваемого колесом на остов машины, и момент M_k , возникающий на оси этого колеса.

При разработке данной математической модели использовалась расчетная схема, приведенная на рисунке 1. На этой схеме показан вариант взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, возникающий при ведущем режиме его качения. Данная расчетная схема получена на основании анализа подобных расчетных схем, приведенных в работах [1, 2].

Из рисунка 1 видно, что колесо вращается с угловой скоростью ω_k , а его ось имеет продольную скорость V_x . В данной математической модели взаимосвязь между этими параметрами определяется на основании рекомендаций, приведенных в работе [2], и имеет вид:

$$V_x = \omega_k \cdot r_k \cdot (1 - s_x), \quad (1)$$

где: r_k – радиус качения эластичного колеса без учета скольжения, для его определения используется формула, предложенная Е.А. Чудаковым:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_k \cdot M_k; \quad (2)$$

λ_k – коэффициент тангенциальной эластичности шины, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2];

r_{k0} – радиус качения эластичного колеса в ведомом режиме, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями работы [2].

Следует отметить, что формулы (1) и (2), а также рекомендации по определению λ_k и r_{k0} , приведенные в работе [2], получены независимо от качества опорной поверхности, по которой катится колесо. То есть они справедливы при качении эластичного колеса как по недеформируемой, так и по деформируемой опорным поверхностям.

Из рисунка 1 также видно, что колесо через ось воспринимает продольную P_x и нормальную P_z к опорной поверхности составляющие усилия от остова машины, а также поступающий от привода момент M_k .

С другой стороны эластичное колесо взаимодействует с деформируемой опорной поверхностью. Результатом этого взаимодействия являются соответствующие нормальная и тангенциальная деформации шины и грунта, а также возникающие при этом усилия в пятне

их контакта.

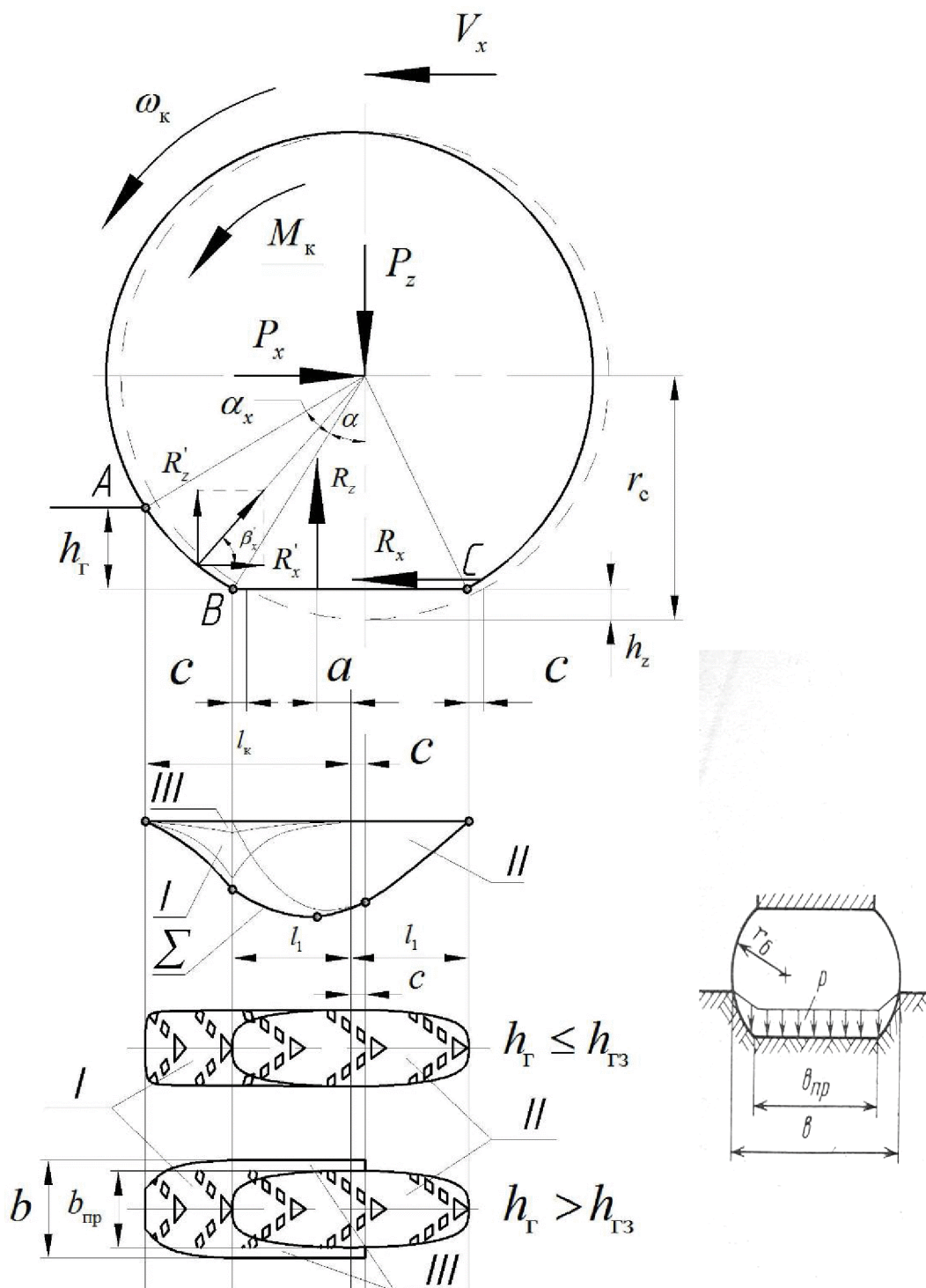


Рисунок 1 – Расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с грунтом

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [1], в данной модели пятно контакта шины с грунтом условно рассматривается состоящим из трех областей (рисунок 1):

- первая область – на виде сбоку основная часть этой области представлена дугой AB в передней части контакта. На видах сверху (в зависимости от соотношения между величиной нормальной деформации грунта $h_{Г}$ и высотой грунтозацепа $h_{ГЗ}$ протектора шины) эта область обозначена цифрой I . Здесь же обозначено: $b_{пр}$ – ширина протектора шины, b – ширина образующейся колеи;
- вторая область – на виде сбоку эта область представлена горизонталью BC . На видах

сверху эта область обозначена цифрой II;

- третья область – образуется при наличии контакта боковой поверхности шины с грунтом в случае, когда величина нормальной деформации грунта h_1 превышает высоту грунтозацепа h_{13} шины. На соответствующем виде сверху эта область обозначена цифрой III.

Кроме этого данная область показана на виде спереди колеса.

Благодаря такому подходу можно обеспечить преемственность при разработке математической модели качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности, создавая ее на базе математической модели качения эластичного колеса по недеформируемой поверхности. Эта преемственность важна для решения поставленных задач исследования с точки зрения выявления факторов, которые необходимо учитывать при создании СААУ интеллектуальных трансмиссий многоприводных колесных машин, работающих как в условиях недеформируемой, так и деформируемой опорной поверхности.

С этой целью предлагается воспользоваться методом суперпозиции, который в разработанной математической модели реализуется следующим образом.

В пределах второй области пятна контакта (поверхность BC) предполагается, что эластичное колесо взаимодействует с опорной поверхностью на дне образовавшейся колеи в направлении нормали к ней, так же как при качении по недеформируемой опорной поверхности. Исходя из этого, процессы, сопровождающие упругие деформации в шине и связанные с ними потери на качение, в основном определяются усилиями, формирующимися именно в этой второй области пятна контакта. В этой же области формируется продольное тяговое усилие R_x ведущего колеса.

Нормальная же к опорной поверхности деформация грунта и связанные с ней затраты механической энергии на образование колеи обусловлены усилиями, формирующимися при взаимодействии колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта. При этом делается допущение о том, что при моделировании не учитывается процесс фрезерования почвы колесом.

Проиллюстрирован этот метод суперпозиции на рисунке 1 в виде эпюр распределения отнесенных к продольной координате x величин нормальных нагрузок в пределах этих трех областей. Номер эпюры соответствует принятому номеру области пятна контакта. На этом же рисунке показан вид суммарной эпюры Σ распределения этих величин нагрузок, близкий к реальному распределению [1].

Таким образом, учитывая то, что часть нормальной нагрузки, приходящейся на ось колеса со стороны остова машины, реализуется в первой и третьей областях пятна контакта в виде силы R'_z , нормальная деформация шины h_z в модели вычисляется по величине реакции R_z , определяющейся из уравнения равновесия колеса в вертикальном направлении по формуле:

$$R_z = P_z - R'_z. \quad (3)$$

Отсюда, величина h_z , в соответствии с рекомендациями [2], определяется по формуле:

$$h_z = \frac{K_z \cdot (R_z)^{0,75}}{1 + 10 \cdot p_w}, \quad (4)$$

где: K_z – коэффициент, постоянный для данной шины, определяется по данным [2];

p_w – давление воздуха в шине.

Оценка величины силы R'_z в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1], проводится на основании следующих энергетических соображений. Очевидно, что затрачиваемая на образование колеи удельная работа, приходящаяся на единицу пройденного осью колеса пути, численно равна соответствующей удельной работе по пластической деформации грунта в направлении нормали к опорной поверхности. По данным [1] эта удель-

ная работа равна суммарной реакции R'_z деформируемого грунта в направлении нормали к опорной поверхности. Учитывая принятые допущения о том, что эта сила формируется в первой и третьей областях пятна контакта (рисунок 1), и рекомендации [1] R'_z в принятом случае определяется по формуле:

$$R'_z = k_z \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_{\Gamma}} p(h) \cdot dh + (1 - k_z) \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_{\Gamma} - h_{\Gamma 3}} p(h) \cdot dh + \frac{2}{3} \cdot (b - b_{\text{пр}}) \cdot \left[\int_0^{h_{\Gamma} - h_{\Gamma 3}} p(h) \cdot dh + p(h_{\Gamma} - h_{\Gamma 3}) \cdot (l_1 + c) \right], \quad (5)$$

где: k_z – коэффициент насыщенности протектора шины;

$p(h)$ – зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта. Определяется в соответствии с рекомендациями [1].

Таким образом, зная нормальную к опорной поверхности составляющую нагрузки P_z , воспринимаемой осью рассматриваемого колеса, и используя рекомендации [1], позволяющие оценить зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта $p(h)$, из уравнений (3), (4) и (5) определяются величины нормальных деформаций шины h_z и грунта h_{Γ} в данных условиях качения колеса.

Далее рассмотрим работу эластичного колеса во второй области пятна контакта (поверхность BC на рисунке 1).

В соответствии с принятыми допущениями работа, затрачиваемая при качении шины на ее нормальную к опорной поверхности деформацию от силы R_z и окружную деформацию от момента M_k , определяет потери на качение собственно эластичной шины. В данной модели эти потери рассматриваются равными потерям, возникающим при качении эластичного колеса по недеформируемому основанию с теми же по величине нагрузками. Поэтому в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2], коэффициент $f_{\text{ш}}$ сопротивления качению эластичного колеса, определяющий эти потери, оценивается по формуле:

$$f_{\text{ш}} = f_0 + f_m, \quad (6)$$

где: f_0 – коэффициент сопротивления качению эластичного колеса в ведомом режиме. На основании рекомендаций, приведенных в работе [2], равен:

$$f_0 = \frac{(1 + 0.467 \cdot 10^{-3} \cdot V_x^2) \cdot (\alpha_f + \beta_f \cdot R_z^2)}{1 + p_w}; \quad (7)$$

α_f и β_f – коэффициенты, определяющиеся для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2];

f_m – дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению эластичного колеса, нагруженного крутящим моментом. По данным [2] определяется по формуле:

$$f_m = \frac{\lambda_k \cdot M_k^2}{R_z \cdot r_{k0} \cdot r_k}. \quad (8)$$

Как отмечалось выше, в пределах второй области пятна контакта (поверхность BC) за счет взаимодействия протектора шины (грунтозацепов) с грунтом формируется также продольная составляющая R_x усилия, которая, как известно [1, 2], в общем случае определяется по формуле:

$$R_x = \varphi_x \cdot P_z, \quad (9)$$

где: φ_x – коэффициент продольной силы или коэффициент сцепления эластичного колеса с опорной поверхностью в продольном направлении, определяется в результате анализа взаимодействия колеса с грунтом в тангенциальном направлении в пределах второй области пятна контакта в зависимости от величины продольного скольжения S_x в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1].

Исходя из анализа взаимодействия шины с грунтом, в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [1], в пределах второй области пятна контакта R_x можно определить по одной из следующих формул:

- если $h_T \geq h_{T3}$, то
$$R_x = S_{II} \cdot [k_z \cdot \tau_{тр} + (1 - k_z) \cdot \tau_{ср}]; \quad (10)$$

- если $h_T < h_{T3}$, то
$$R_x = k_z \cdot S_{II} \cdot \tau_{тр} + h_T \cdot b_{пр} \cdot \frac{2 \cdot l_1}{t_z} \cdot \tau_{ср}, \quad (11)$$

здесь: S_{II} – площадь второй области пятна контакта (поверхность BC на рисунке 1);

$\tau_{тр}$ – напряжения трения в контакте наружной поверхности грунтозацепов с опорной поверхностью, определяется в соответствии с рекомендациями [1];

$\tau_{ср}$ – напряжения сопротивления срезу грунта грунтозацепами во впадине между ними, определяется в соответствии с рекомендациями [1];

l_1 – половина длины пятна контакта BC , определяющаяся из формулы (17);

t_z – шаг грунтозацепов шины.

Следует отметить, что результатом взаимодействия эластичного колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта, кроме силы R'_z , является также продольная сила, обозначенная на рисунке 1 R'_x . По сути своей эта сила создает дополнительное сопротивление, возникающее при качении эластичного колеса по деформируемому основанию. В соответствии с рекомендациями [1] сила R'_x создается составляющей усилия от нормальной деформации грунта (образование колеи), которая характеризуется коэффициентом f_1 сопротивления качению эластичного колеса по грунту, обусловленным потерями на его деформацию, и силой от нагребания грунта перед колесом (так называемое бульдозерное действие [1]). Для оценки этого дополнительного сопротивления в соответствии с рекомендациями [1] используется специальный коэффициент f_6 сопротивления качению колеса по деформируемой поверхности от нагребания грунта перед колесом.

Отсюда в математической модели принято:
$$R'_x = (f_1 + f_6) \cdot P_z. \quad (12)$$

Тогда из уравнения равномерного движения колеса в продольном направлении, учитывая соотношения (9) и (12), получим продольную составляющую P_x усилия, возникающего на оси рассматриваемого колеса:

$$P_x = R_x - R'_x = (\varphi_x - f_1 - f_6) \cdot P_z. \quad (13)$$

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [1], принято, что линия действия вектора равнодействующей сил R'_z и R'_x проходит через ось вращения колеса, образуя некоторый угол β_x с опорной поверхностью. Это допущение, по утверждению [1], может быть принято потому, что поверхность контакта колеса с грунтом в первой области (дуга AB) по форме близка к боковой поверхности кругового цилиндра с осью, совпадающей с осью колеса. Следствием этого является то, что эта равнодействующая не создает дополнительного момента вокруг оси колеса.

Отсюда следует, что
$$R'_z = R'_x \cdot \operatorname{tg} \beta_x. \quad (14)$$

Для определения величины угла β_x при моделировании делается допущение о том, что линия действия вектора равнодействующей образует с прямой OB центральный угол, равный

$\alpha_x/3$, где α_x – центральный угол, определяющийся величиной дуги AB . Это допущение основано на том, что в пределах первой области пятна контакта (дуга AB) эпюра распределения относительной величины нормального к опорной поверхности усилия по форме близка к треугольной (см. рисунок 1).

Из геометрических соображений угол α_x определяется по формуле:

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{r_c - (h_z + h_\Gamma)}{r_c}\right) - \alpha, \quad (15)$$

где: r_c – свободный радиус эластичного колеса, определяется в соответствии с рекомендациями [2], а на рисунке 1 равен отрезкам OA и OB ;

h_z – нормальная к опорной поверхности деформация шины;

h_Γ – нормальная к опорной поверхности деформация грунта;

α – центральный угол, определяющийся из соотношения:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l_1 + c}{r_c}\right); \quad (16)$$

l_1 – половина длины пятна контакта BC (вторая область), определяющаяся из формулы:

$$l_1 = \sqrt{(2 \cdot r_c \cdot h_z - h_z^2)}; \quad (17)$$

c – дополнительный снос вертикальной реакции во второй области при работе эластичного колеса в ведущем режиме качения.

Как известно, этот дополнительный снос вертикальной реакции обусловлен возникающей тангенциальной (окружной) деформацией шины, нагруженной приложенным к ней моментом M_k , поступающим от привода колеса и реализующимся в контакте колеса с опорной поверхностью. Проведенный анализ показал, что величина c определяется из формулы:

$$c = \lambda_k \cdot M_k \cdot \varphi_x. \quad (18)$$

Отсюда величина угла β_x , в соответствии с рисунком 1 определяется из формулы:

$$\beta_x = \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{1}{3} \cdot \alpha_x\right). \quad (19)$$

Таким образом, приведенные зависимости (6) – (19) позволяют в данных условиях качения эластичного колеса по деформируемому основанию при известной величине реализуемого на оси колеса моменте M_k оценить продольную составляющую усилия P_x , воспринимаемую остоном машины через ось рассматриваемого колеса.

Момент M_k , реализуемый на оси рассматриваемого ведущего колеса, определяется из уравнения его мощностного баланса [1, 2]. В соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1], при качении эластичного колеса по деформируемому основанию это уравнение имеет вид:

$$N_k = N_T + N_s + N_{f_{ш}} + N_{f_\Gamma} + N_\delta + N_{л}, \quad (20)$$

где: $N_k = M_k \cdot \omega_k$ – мощность, подведенная к колесу от привода;

$N_T = P_x \cdot V_x = (\varphi_x - f_\Gamma - f_\delta) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot (1 - s_x)$ – тяговая мощность колеса;

$N_s = P_x \cdot V_s = (\varphi_x - f_\Gamma - f_\delta) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot s_x$ – мощность потерь на буксование;

$N_{f_{ш}} = f_{ш} \cdot R_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь на качение эластичной шины (обусловлены потерями на нормальную и окружную деформацию шины);

$N_{f_\Gamma} = f_\Gamma \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь на деформацию грунта колесом;

$N_{\delta} = f_{\delta} \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь от нагребания грунта перед колесом (бульдозерное действие), оценивается на основании рекомендаций работы [1];

$N_{л} = f_{л} \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь, обусловленная липкостью грунта, оценивается на основании рекомендаций работы [1].

После алгебраических преобразований с учетом приведенных выше формул и рекомендаций, приведенных в работе [2], получим:

$$M_k = P_z \cdot r_{k0} \cdot \left[\varphi_x + f_0 \cdot \left(1 - \frac{R'_z}{P_z} \right) - (f_{\Gamma} + f_{\delta}) \cdot s_x + f_{л} \right]. \quad (21)$$

Анализ формулы (21) показывает, что в ней используются только те параметры, которые участвовали при получении зависимостей (1) – (19), а это значит, что формула (21) замыкает систему уравнений, характеризующих работу эластичного колеса при его взаимодействии с деформируемой опорной поверхностью. То есть приведенная система уравнений (1) – (21) является математическим описанием процессов, эту работу характеризующих.

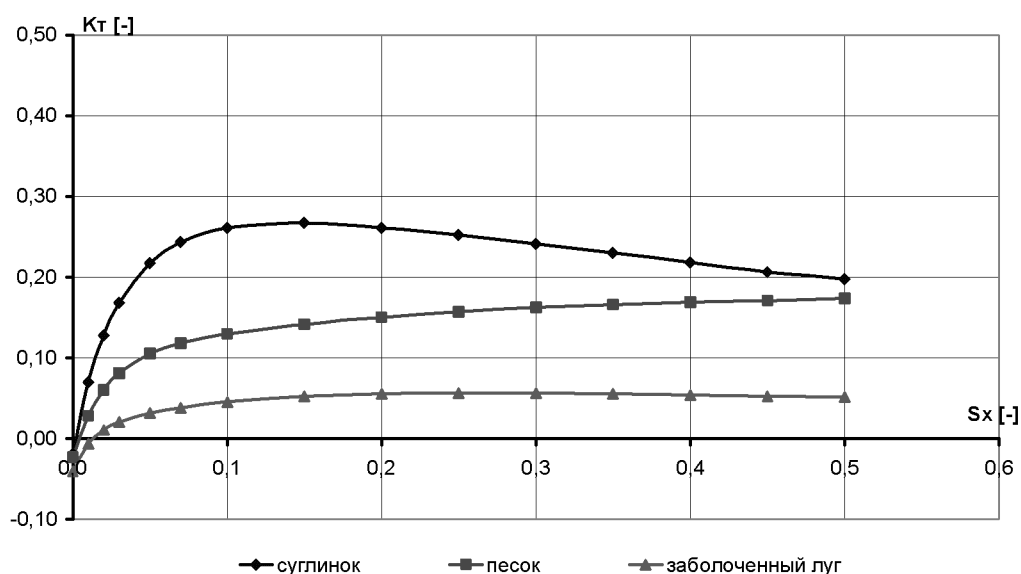


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента тяги колеса по сцеплению $k_T = \varphi_x - f_{\Gamma} - f_{\delta}$ от продольного скольжения s_x в пятне контакта

На основании этого математического описания была разработана соответствующая математическая модель в виде программного модуля, написанного на языке Fortran в среде Compaq Visual Fortran под Windows.

На рисунках 2 и 3 в качестве примера приведены графики взаимозависимостей параметров, характеризующих взаимодействие эластичного колеса марки 1300*530-533 с тремя вариантами горизонтальных деформируемых оснований (с условными названиями: «суглинок», «песок» и «заболоченный луг»), полученные в результате расчета по разработанной математической модели. Параметры эластичного колеса марки 1300*530-533 взяты из работы [2], а характеристики опорных поверхностей выбраны из данных, приведенных в работе [1]. Условия функционирования задавались следующими параметрами: давление воздуха в шине – $p_w = 0,3$ МПа, вертикальная составляющая нагрузки на ось колеса – $P_z = 20$ кН, угловая скорость вращения колеса – $\omega_k = 2,24$ рад/с, а также диапазоном изменения продольной величины скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью – $s_x = 0 \dots 0,5$.

Анализ полученных результатов показывает их хорошую согласованность с данными, приведенными в опубликованных материалах соответствующих экспериментальных исследований [1].

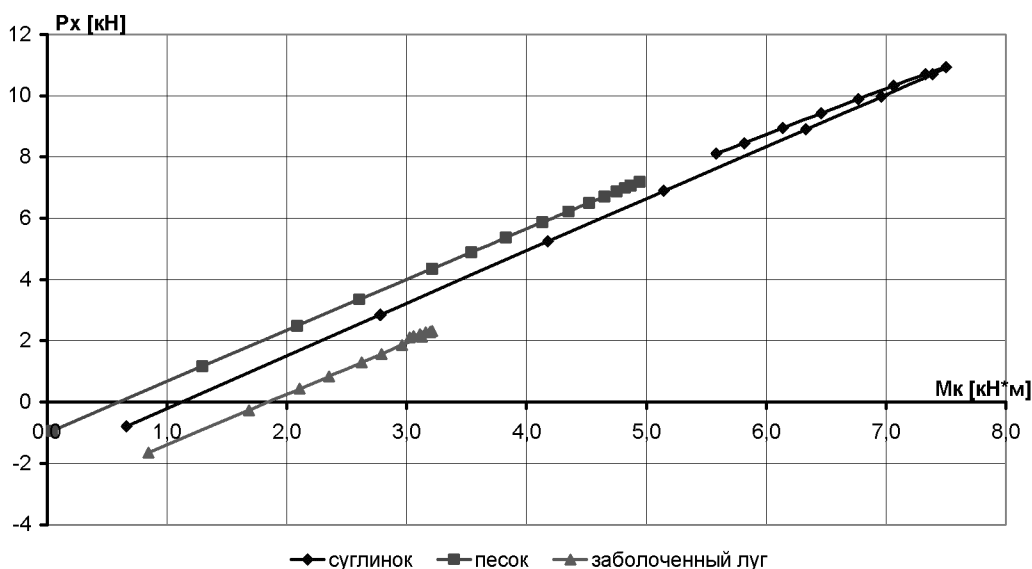


Рисунок 3 – Взаимозависимость между суммарной продольной составляющей P_x усилия, создаваемой двухколесной осью, от подведенного к ней через трансмиссию суммарного момента M_k

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М., «Машиностроение», 1981, 231с.
2. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностей баланс автомобиля. М., «Машиностроение», 1984, 160с.
3. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 11447 от 29.08.2008г. «Математическая модель работы эластичного колеса при его взаимодействии с недеформируемой опорной поверхностью». Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепёшкин.

Топливный насос нового поколения

д.т.н. проф. Максимов Ю.В., д.т.н. проф. Соковиков В.К., к.т.н. доц. Бекаев А.А.,
Строков П.И.

Университет машиностроения
bekaev@list.ru

Аннотация. На основе электрогидравлического эффекта, также известного как «эффект Юткина», была разработана принципиально новая конструкция электрогидравлического топливного насоса (ЭГ-насос) высокого давления, обеспечивающего превосходящие (по давлению и расходу) рабочие характеристики современных топливных насосов высокого давления двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Применение разработанного ЭГ-насоса в ДВС позволит полностью отказаться от использования какого-либо механизированного привода, являющегося неотъемлемой частью современных топливных насосов, а значит, существенно упростить конструкцию и принцип работы топливной системы, уменьшить ее металлоемкость, стоимость и уровень шума.

Ключевые слова: электрогидравлический эффект, импульсный разряд в жидкости, преобразование электроэнергии, топливный насос высокого давления.

При решении задач по повышению технического уровня дизелей всё более востребованными становятся разработки новых топливных систем впрыска, обеспечивающих повышение комплексных показателей надёжности и эффективности использования дизельных двигателей с улучшенными топливно-экологическими характеристиками [1, 2].