

ВЛИЯНИЕ УГЛА ПОПЕРЕЧНОГО НАКЛОНА ПОВЕРХНОСТИ КАЧЕНИЯ НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

кандидат технических наук **Е. Г. Хитров**¹

доктор технических наук, профессор **И. М. Бартнев**²

1 – ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова,
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

2 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, Российская Федерация

В предлагаемой статье приводятся результаты исследования влияния угла наклона поверхности движения на тягово-сцепные свойства колесного движителя лесозаготовительной машины. Зависимости, на которых строится математическая модель, учитывают влияние отклонения направления результирующей нагрузки на почвогрунт со стороны движителя от нормали, снижающее несущую способность основания и увеличивающее деформации почвогрунта и его сопротивление движению машины. Как следствие, учитывается снижение тягово-сцепных свойств движителя. В качестве исходных данных для расчётов по предлагаемой модели используется модуль деформации, внутреннее сцепление, угол внутреннего трения, удельный вес, модуль сдвига, толщина деформируемого слоя почвогрунта, угол наклона поверхности движения, приведенная нагрузка на колесо, внутреннее давление в шине, ширина шины, высота шины, диаметр колеса, коэффициент буксования, поступательная скорость машины и шаг грунтозацепов. По результатам расчётов установлено, что с увеличением угла наклона поверхности движения до 30° коэффициент сопротивления движению увеличивается на величину до 45 %, а коэффициент тяги снижается на величину до 70 %. Установлен нелинейный характер связей увеличения коэффициента сопротивления движению и снижения коэффициента тяги колесного движителя с углом наклона поверхности движения. С предложенной моделью осуществлен вычислительный эксперимент, по результатам которого получены упрощенные математические модели для инженерного расчета коэффициента сопротивления движению колесного движителя (в зависимости от модуля деформации, ширины колеса, диаметра колеса, угла наклона поверхности движения, приведённой нагрузки на колесо и внутреннего давления в шине), коэффициента сцепления колесного движителя (в зависимости от модуля деформации, ширины колеса и коэффициента буксования) и коэффициента тяги (в зависимости от модуля деформации почвогрунта, ширины колеса, диаметра колеса, коэффициента буксования, давления в шине, приведенной нагрузки на колесо и угла наклона поверхности движения). В заключении приводятся сведения о перспективных направлениях дальнейших теоретических исследований.

Ключевые слова: коэффициент сопротивления движению, коэффициент сцепления, коэффициент тяги, наклон поверхности движения, колёсный движитель

INFLUENCE OF MOVEMENT SURFACE SLOPE ON TRACTIVE AND TOW PERFORMANCES OF WHEELED RUNNING GEAR

PhD in Engineering **E. G. Khitrov**¹

DSc in Engineering, Professor **I. M. Bartenev**²

1 – Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Saint-Petersburg State Forest Technical University under name of S.M.Kirov», Saint-Petersburg, Russian Federation

2 – Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

Abstract

This article presents results of studies of the effect of movement surface slope on tractive and tow performance of wheeled forestry machine's mover. Dependencies, which the mathematical model is based on, take into account the impact of

direction deviations of the resultant load on soils from the gear from the normal, which reduces bearing capacity of the base and increases the deformation of soil and its resistance to machine movement. As a consequence, the model considers reductions of the mover's tractive and tow performance. The inputs for calculations are soil deformation modulus, internal cohesion, internal friction angle, relative density, shear modulus, deformable layer of the soil, thickness, slope angle of movement surface, adjusted load on the wheel, tire inner pressure, tire width, tire height, wheel diameter, slip ratio, speed of the vehicle, step of cleats. Basing on the results of calculations, the paper shows that increasing slope angle up to 30° causes increasing rolling resistance up to 45%, while value of thrust coefficient decreases up to 70%. The results establish non-linear relationships between rolling resistance coefficient, value of thrust coefficient and surface slope angle. The paper also provides simplified mathematical models for engineering calculations of rolling resistance (depending on the deformation modulus, tire width, wheel diameter, the slope angle movement surface, adjusted wheel load and inner pressure in the tire), net thrust coefficient (depending on the soil deformation modulus, tire width and the slip ratio) and value of thrust coefficient (depending on the deformation modulus, tire width, wheel diameter, the slope angle movement surface, adjusted wheel load, inner pressure in the tire and slip ratio). In conclusion, we provide information about prospective directions for further theoretical studies.

Keywords: rolling resistance coefficient, net thrust coefficient, coefficient of adhesion, slope angle of movement surface, wheeled gear

Введение. Зачастую лесозаготовительные машины работают на наклонных поверхностях. Известно, что отклонение направления результирующей нагрузки от нормали снижает несущую способность основания, в связи с чем увеличиваются деформации почвогрунта и его сопротивление движению машины [1, 2, 3]. Как следствие, снижаются тягово-сцепные свойства движителя, что необходимо учитывать при оценке проходимости и работоспособности колёсной лесозаготовительной техники. До настоящего времени вопрос прогнозирования тягово-сцепных свойств колёсного движителя проработан не в полной мере [4]. Цель настоящей статьи – разработать и исследовать математическую модель, устанавливающую влияние угла наклона поверхности на тягово-сцепные свойства колёсного движителя, включая коэффициент сопротивления движению, коэффициент сцепления и коэффициент тяги [3, 5, 6].

Постановка задачи. По определению, коэффициент сопротивления движению колёсного движителя представляет собой отношение:

$$\varphi_R = \frac{F_R}{G_W} \quad (1)$$

где F_R – сила сопротивления поступательному движению колеса;

G_W – приведённая нагрузка на колесо.

Коэффициент сцепления движителя с поверхностью является отношением:

$$\varphi_C = \frac{F_C}{G_W} \quad (2)$$

где F_C – сила сцепления движителя с поверхностью движения.

Коэффициент тяги находится как разность коэффициента сцепления и коэффициента сопротивления движению:

$$\varphi_T = \varphi_C - \varphi_R \quad (3)$$

Коэффициент тяги относится к важнейшим характеристикам, используемым при оценке показателей взаимодействия движителя с опорной поверхностью. Считается, что при отрицательном коэффициенте тяги происходит потеря опорной проходимости движителя. Кроме того, коэффициент тяги входит в зависимости для расчёта предельной высоты препятствия, которое способен преодолеть движитель.

Сила сопротивления движению находится как интеграл произведения осреднённой ширины пятна контакта b и нормального давления в пятне контакта колеса с грунтом p в зависимости от глубины колеи h [4, 6]:

$$F_R = \int_0^h b p d h \quad (4)$$

Соответственно, коэффициент сопротивления движению рассчитывается по формуле [4, 6]:

$$\varphi_R = \frac{1}{G_W} \cdot \int_0^h b p d h \quad (5)$$

Сила сцепления складывается из трения резины о грунт и сопротивления грунта, заключённого между грунтозацепами, сдвигу.

Силу трения в первом приближении оценивают

по формуле [4]:

$$F_{TP} = 0,2E^{0,67}G_W, \quad (6)$$

где E – модуль деформации почвогрунта (здесь в [МПа]).

Для силы сопротивления сдвигу грунта предложено выражение [6]:

$$F_{CD} = k_F bl\tau, \quad (7)$$

где k_F – коэффициент учёта формы пятна контакта,

l – осреднённая длина пятна контакта,

τ – среднее сдвиговое напряжение по пятну контакта.

Таким образом, для коэффициента сцепления получим формулу:

$$\varphi_C = \frac{1}{G_W} (0,2E^{0,67}G_W + k_F bl\tau). \quad (8)$$

Итак, помимо значения нагрузки на колесо G_W , необходимо располагать модулем деформации почвогрунта E , выражением для связи нормального давления p и глубины колеи h , непосредственно значением глубины колеи h , параметрами пятна контакта k_F , b , l , а также значением сдвигового напряжения τ .

Сдвиговое напряжение можно рассчитать по формуле [4]:

$$\tau = \frac{jG \cdot (pt \operatorname{tg} \varphi + Ct - Cj)}{t \cdot (pt \operatorname{tg} \varphi + jG + Ct - Cj)}, \quad (9)$$

где G – модуль сдвига почвогрунта,

t – шаг грунтозацепов движителя,

j – сдвиговая деформация почвогрунта,

C – удельное внутреннее сцепление почвогрунта,

φ – угол внутреннего трения почвогрунта.

Для расчёта сдвиговой деформации почвогрунта воспользуемся формулой [7]:

$$j = 1,33l^{0,55}S^{1,46}, \quad (10)$$

где S – коэффициент буксования движителя.

Физико-механические свойства почвогрунта, характеризующие его сопротивление сдвигу, выразим через модуль деформации [4]:

$$C = 10,774E^{0,7737}. \quad (11)$$

$$\varphi = 13,669E^{0,1818}. \quad (12)$$

$$G = 0,242E^{-0,422}. \quad (13)$$

Коэффициент формы пятна контакта найдём по зависимости (модуль деформации E здесь имеет размерность [МПа]) [8]:

$$k_F = 0,8949E^{-0,12}. \quad (14)$$

Осредненная ширина пятна контакта колёсного движителя с почвогрунтом рассчитывается по зависимости [4, 6]:

$$b = B + \frac{10h \cdot h_z}{1 - h + H_T - h_z}, \quad (15)$$

где B – ширина шины,

H_T – высота шины,

h_z – радиальная деформация шины при качении по почвогрунту.

Для расчёта радиальной деформации лесной машины используем приближённую формулу [9], основанную на результатах [10]:

$$h_z = 0,0715G_W^{0,691}B^{0,305}p_W^{-0,677} \cdot D^{-0,394}h^{-0,0891}p_W^{0,193}G_W^{0,201}B^{-0,0574}. \quad (16)$$

где p_W – внутреннее давление в камере шины,

d – диаметр колеса машины,

G_W – приведенная нагрузка на колесо машины.

Для расчёта осредненной длины пятна контакта используем выражение [6]:

$$l = \sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d \cdot (h_z + h) - (h_z + h)^2}. \quad (17)$$

Нормальное давление по пятну контакта связано с глубиной колеи h следующей формулой [4, 6]:

$$p = \frac{hEp_s}{p_s J ab \arctan\left(\frac{H-h}{ab}\right) + hE}, \quad (18)$$

где p_s – несущая способность почвогрунта,

J – коэффициент учёта геометрии пятна контакта,

a – коэффициент учёта толщины деформируемого слоя почвогрунта,

b – осредненная ширина пятна контакта движителя с почвогрунтом,

H – толщина деформируемого слоя почвогрунта.

Параметр J найдём по формуле [6]:

$$J = \frac{0,03b + l}{0,6b + 0,43l}. \quad (19)$$

Коэффициента находится по формуле [6]:

$$a = \frac{0,64H + 0,64b}{H}. \quad (20)$$

Толщину деформируемого слоя почвогрунта оценим по величине модуля деформации [4]:

$$H = 0,4714E^{-0,479}. \quad (21)$$

Примем выражение для расчёта несущей способности почвогрунта [4, 6]:

$$p_s = p_{s0} \alpha_z. \quad (22)$$

где p_{s0} – несущая способность слоя почвогрунта неограниченной толщины,

α_z – коэффициент учёта толщины деформируемого слоя.

Коэффициент α_z рассчитывается по формуле [4, 6]:

$$\alpha_z = 1 + \frac{H^* h}{2H \cdot (H - h - 0,25H^*)}, \quad (23)$$

где H^* – вспомогательное обозначение [4, 6]:

$$H^* = \frac{\sqrt{2}}{2} \exp \left[\left(\frac{\pi}{4} + \frac{3\varphi}{4} \right) \operatorname{tg} \frac{3\varphi}{4} \right] b \cos \frac{3\varphi}{4} \operatorname{tg} \phi. \quad (24)$$

Несущая способность слоя почвогрунта неограниченной толщины рассчитывается по зависимости [4, 6]:

$$P_{s0} = 0,5J_1K_1N_1\gamma b + N_2\gamma h + J_3K_3N_3C, \quad (25)$$

где K_1, K_3 – коэффициенты учёта отклонения направления результирующей нагрузки от нормали к поверхности почвогрунта,

J_1, J_3 – коэффициенты учёта геометрии пятна контакта,

N_1, N_2, N_3 – коэффициенты учёта внутреннего трения почвогрунта,

γ – объёмный вес почвогрунта

Коэффициенты учёта геометрии пятна контакта рассчитаем по формулам [4, 6]:

$$J_1 = \frac{l}{l + 0,4b}; J_3 = \frac{l + b}{l + 0,5b}. \quad (26)$$

Коэффициенты учёта внутреннего трения почвогрунта рассчитаем по зависимостям [4, 6]:

$$N_1 = \frac{1 - S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1 + S^2)}{S^3}, \quad (27)$$

где $S = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right)$

Коэффициенты учёта отклонения направления результирующей нагрузки от нормали к поверхности почвогрунта рассчитаем по следующим формулам [6]:

$$K_1 = \frac{\pi - 4 \cdot (\beta + \alpha) \operatorname{tg} \varphi}{\pi + 4 \cdot (\beta + \alpha) \operatorname{tg} \varphi}; K_3 = \frac{3\pi - 2 \cdot (\beta + \alpha)}{3\pi + 2 \cdot (\beta + \alpha)} \quad (28)$$

где α – угол наклона поверхности движения относительно горизонта (задаётся как исходная величина),

β – угол отклонения результирующей нагрузки от нормали, вызванного касательными напряжениями.

Угол β рассчитывается по формуле [6]:

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\tau}{p} \right). \quad (29)$$

Объёмный вес почвогрунта рассчитаем по модулю деформации [4]:

$$\gamma = 8,4008E^{0,1168}. \quad (30)$$

В качестве исходных данных для расчётов можем принять: модуль деформации E , внутреннее сцепление C , угол внутреннего трения φ , удельный вес γ , модуль сдвига G , толщину деформируемого слоя H почвогрунта, угол наклона поверхности движения α , приведенную нагрузку G_w , внутреннее давление в шине p_w , ширину шины B , высоту шины H_T , диаметр колеса d , коэффициент буксования S , поступательную скорость машины v и шаг грунтозацепов t .

Сложность расчёта заключается в том, что глубина колеи h является неизвестной величиной, от которой зависит как геометрия пятна контакта b и l , так и напряжения p и τ .

Учтём то соображение, что среднее по пятну контакта давление движителя на почвогрунт также находится по формуле [4]:

$$p = \frac{G_w k_d}{b l k_F}, \quad (31)$$

где k_d – коэффициент динамичности нагрузки [4]:

$$k_d = \frac{l}{l + v t_p}, \quad (32)$$

где t_p – время релаксации напряжений [4]:

$$t_p = 0,0083\varphi^{-1}. \quad (33)$$

Тогда в паре с уравнением (18) получим равенство:

$$\frac{G_w k_d}{b l k_F} = \frac{h E p_s}{p_s J a b \operatorname{arctg} \left(\frac{H - h}{a b} \right) + h E}. \quad (34)$$

Заметим, что величины $E, S, G_w, p_w, B, d, H_T, t, v, \alpha, d$ принимаются в качестве исходных данных. Кроме того, в выражении (34) параметр k_d находится по формулам (32), (33), k_F – (14), p_s – (22)-(28), физико-механические свойства почвогрунта – по формулам (11)-(13), (21), (30), β – (9), (10), (29), (31), J – (19), a – (20), причем для расчёта этих величин используются выражения для b, l и h_z по формулам (15), (16) и (17), где, при заданных значениях исходных данных остаётся лишь одна неизвестная величина h . Таким образом, выражение (34) обращается в трансцендентное уравнение относительно глубины колеи h .

После решения уравнения (34) относительно h , коэффициент сцепления рассчитывается по формуле

(8), а коэффициент сопротивления движению – по формуле (5). Нетрудно видеть, что при известном значении глубины колеи все необходимые для расчёта переменные однозначно определяются по формулам предлагаемой математической модели.

Результаты исследования. Решение получим в программе Maple 2015. Для примера расчёта примем следующие исходные данные: $E = 1$ МПа, $G_W = 45$ кН, $p_W = 350$ кПа, $B = 0,7$ м, $H_T = 0,55B$, $d = 1,333$ м, $S = 0,2$, $v = 5$ км/час, $t = 0,14$ м.

Расчёты показали, что варьирование угла на-

клона поверхности движения не оказывает заметного влияния на коэффициент сцепления движителя с поверхностью, однако существенно сказывается на значении коэффициента сопротивления движению и, как следствие, коэффициента тяги.

На рис. 1 представлены результаты расчета коэффициента сопротивления движению и коэффициента тяги при варьировании угла наклона трассы α .

График на рис. 2 построен для относительных величин $\Delta\varphi_R$, $\Delta\varphi_T$, показывающих соответственно увеличение коэффициента сопротивления

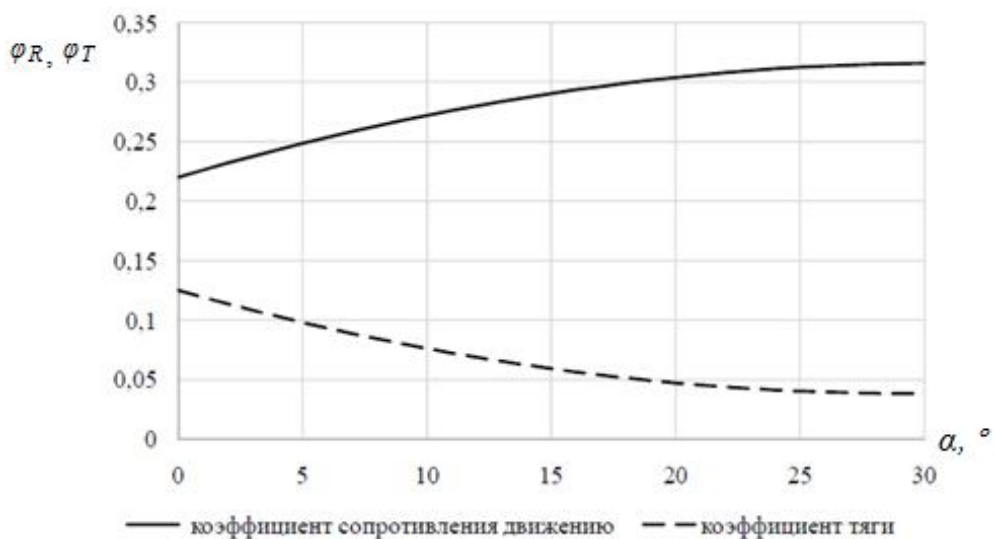


Рис. 1. Результаты расчета коэффициента сопротивления движению и коэффициента тяги при варьировании угла наклона трассы α

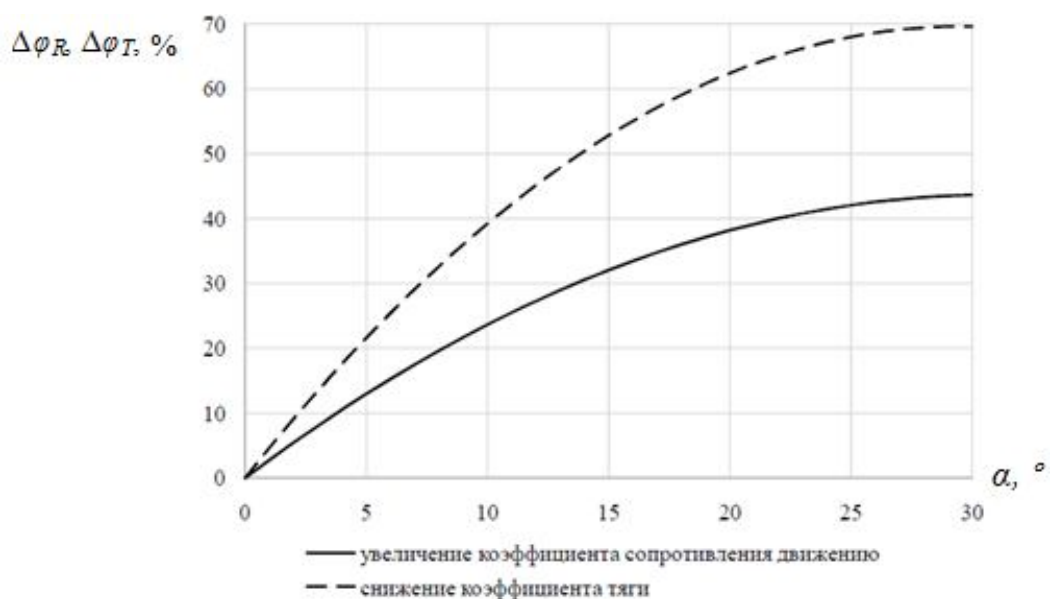


Рис. 2. Изменение коэффициента сопротивления движению и коэффициента тяги при варьировании угла наклона трассы α

движению и снижению коэффициента тяги при варьировании угла наклона трассы относительно случая движения по горизонтальной поверхности.

По результатам расчётов можем заключить, что с увеличением угла наклона поверхности движения до 30° коэффициент сопротивления движению увеличивается на величину до 45 %, а коэффициент тяги снижается на величину до 70 %. Отметим нелинейные связи увеличения коэффициента сопротивления движению и снижения коэффициента тяги колёсного движителя с углом наклона поверхности движения.

Осуществим вычислительный эксперимент для получения более простых и наглядных зависимостей, позволяющих на практике учесть влияние угла наклона поверхности движения на тягово-сцепные свойства колёсного движителя.

Диапазон исходных данных выберем следующих (при проведении расчётов все величины переводятся в единицы СИ, размерности здесь приводим лишь для удобства восприятия текста):

- модуль деформации E в пределах от 0,4 до 3 МПа
- ширина колеса B в пределах от 0,6 до 0,8 м
- диаметр колеса d в пределах от 1,2 до 1,8 м
- коэффициент буксования S в пределах от 0,1 до 0,3
- давление в шине p_W в пределах от 0,35 до 0,55 МПа
- приведенная нагрузка на колесо G_W в пределах от 3,5 до 5,5 т
- угол наклона поверхности движения α в пределах от 5 до 30°
- скорость поступательного движения колеса v в пределах от 4 до 6 км/час

Прочие параметры считаем постоянными: $H_T = 0,55B$, $t = 0,14$ м.

В указанных диапазонах изменения исходных данных проведена серия расчётов коэффициента сопротивления движению φ_R и коэффициента сцепления движителя с поверхностью φ_C . Исходные данные генерировались в программе Maple 2015 как случайные величины, распределенные по закону равной плотности, в той же программе проводились расчёты по формулам предлагаемой математической модели. Полученные результаты расчётов аппроксимировали при помощи метода наименьших квадратов.

Ряд факторов по результатам обработки расчётных данных признан незначимым при их изменении в пределах, принятых при проведении вычислительного эксперимента.

Так, коэффициент сопротивления движению не оказывает значимого влияния коэффициент буксования S (в пределах от 0,1 до 0,3) и скорость поступательного движения колеса v (в пределах от 4 до 6 км/час). На коэффициент сцепления практически не влияет ширина колеса B (в пределах от 0,6 до 0,8 м), диаметр колеса d (в пределах от 1,2 до 1,8 м), давление в шине p_W (в пределах от 0,35 до 0,55 МПа), приведенная нагрузка на колесо G_W (в пределах от 3,5 до 5,5 т), угол наклона поверхности движения α (в пределах от 5 до 30°), скорость поступательного движения колеса v (в пределах от 4 до 6 км/час).

Математическая модель для расчета коэффициента сопротивления движению колёсного движителя в зависимости от модуля деформации E (в пределах от 0,4 до 3 МПа), ширины колеса B (в пределах от 0,6 до 0,8 м), диаметра колеса d (в пределах от 1,2 до 1,8 м), угла наклона поверхности движения α (в пределах от 5 до 30°), приведённой нагрузки на колесо G_W (в пределах от 3,5 до 5,5 т) и внутреннего давления в шине p_W (в пределах от 0,35 до 0,55 МПа) имеет следующий вид ($R^2 = 0,95$):

$$\varphi_R = 0,044 \cdot \frac{p_W^{0,37} G_W^{1,1} \alpha^{0,078}}{E^{1,27} B^{1,84} d}. \quad (35)$$

Расчет коэффициента сцепления колёсного движителя в зависимости от модуля деформации E (в пределах от 0,4 до 3 МПа), ширины колеса B (в пределах от 0,6 до 0,8 м) и коэффициента буксования S (в пределах от 0,1 до 0,3) ($R^2 = 0,91$):

$$\varphi_C = 0,32 \cdot \frac{E^{0,51}}{S^{0,12}}. \quad (36)$$

Выражение для расчёта коэффициента тяги по формуле (3) примет вид:

$$\varphi_T = 0,32 \cdot \frac{E^{0,51}}{S^{0,12}} - 0,044 \cdot \frac{p_W^{0,37} G_W^{1,1} \alpha^{0,078}}{E^{1,27} B^{1,84} d}. \quad (37)$$

Как видно из формулы (37), при оценке коэффициента тяги следует учитывать модуль деформации почвогрунта E , ширину колеса B , диаметр колеса d , коэффициент буксования S , давление в шине p_W , приведенную нагрузку на колесо G_W и угол наклона поверхности движения α .

Полученные упрощенные модели (35), (36)

предлагаем использовать в практических расчётах для оценки влияния угла наклона поверхности движения на тягово-сцепные свойства эластичного колёсного движителя лесозаготовительной машины. Полагаем перспективным направлением дальнейших теоретических исследований проработку вопросов оценки тягово-сцепных свойств колёсных машин с учётом факторов, относящихся к геометрии протектора шины.

Благодарности. Исследования выполнены при поддержке Федерального государственного бюджетного учреждения «Российский Фонд Фундаментальных Исследований» в рамках реализации проекта № 16-38-50117 «Исследование взаимодействия колесного движителя с почво-грунтом и его курсовой устойчивости в условиях склонов лесосеки и вырубки».

Библиографический список

1. Wong, J. Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering [Text] / J. Y. Wong, Second Edition. Elsevier, Oxford, England, 488 pages, 2010. ISBN: 978-0-7506-8561-0.
2. Bekker, M. Off-the-Road Locomotion: Research and Development in Terramechanics. [Text] / M. Bekker // University of Michigan Press, 1960. 472 p.
3. Saarihahti, M. Development of a protocol for ecoefficient wood harvesting on sensitive sites (Ecowood). Evaluation of the WES-method in assessing the trafficability of terrain and the mobility of forest tractors [Text] / M. Saarihahti // University of Helsinki, Department of Forest Resource Management. – 2002. – 28 p.
4. Хитров, Е.Г. Повышение эффективности трелевки обоснованием показателей работы лесных машин при оперативном контроле свойств почвогрунта [Текст] / Е.Г. Хитров, И.В. Григорьев, А.М. Хахина // Санкт-Петербург, 2015. 146 с.
5. Wismer, R.D. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. [Text] / R.D. Wismer, H. J. Luth // Transaction ASAE 17(1), 1973. – 8-10. – 14 p.
6. Агейкин, Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители: теория и расчет [Текст] / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
7. Иванов, В.А. Уточненные зависимости для расчета сдвиговой деформации лесного почвогрунта по величине буксования и параметрам пятна контакта [Текст] / В.А. Иванов, А.М. Хахина, В.В. Устинов, Р.К. Коротков // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 4 (28). – С. 116-120.
8. Хахина, А.М. Влияние модуля деформации на форму пятна контакта движителя с почвогрунтом [Текст] / А.М. Хахина, В.В. Устинов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2015. – Т. 3. – № 9-2 (20-2). – С. 287-290.
9. Хитров, Е.Г. Модель для оценки радиальной деформации колеса лесной машины с учетом деформации почвогрунта [Текст] / Е.Г. Хитров, И.В. Григорьев, В.А. Макуев, А.М. Хахина, С.Ю. Калинин // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. – 2015. – Т. 19. – № 6. – С. 87-90.
10. Saarihahti M. Development of a protocol for ecoefficient wood harvesting on sensitive sites (Ecowood). Evaluation of the WES-method in assessing the trafficability of terrain and the mobility of forest tractors, Interpretation and application of the results. University of Helsinki, Department of Forest Resource Management. – 2002. – 15 p.

References

1. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering. Second Edition. Elsevier, Oxford, England, 488 pages, 2010.
2. Bekker M. Off-the-Road Locomotion: Research and Development in Terramechanics. University of Michigan Press, 1960, 472 p.
3. Saarihahti M. Development of a protocol for ecoefficient wood harvesting on sensitive sites (Ecowood). Evaluation of the WES-method in assessing the trafficability of terrain and the mobility of forest tractors. University of Helsinki, Department of Forest Resource Management, 2002, 28 p.

4. Khitrov E.G., Grigorev I.V., Khakhina A.M. *Povyshenie jeffektivnosti trelevki obosnovaniem pokazatelej raboty lesnyh mashin pri operativnom kontrole svojstv pochvogrunta* [Higher skidding productivity with in situ control of forest soil mechanical properties]. Saint-Petersburg, 2015, 146 p. (In Russian)
5. Wismer R.D., Luth, H. J. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Transaction ASAE* 17(1), 1973. 8-10, 14 p.
6. Agejkin Ja.S. *Vezdehodnye kolesnye i kombinirovannye dvizhiteli: teorija i raschet* [Theory and calculation of wheeled vehicles]. Moscow, 1972, 184 p. (In Russian)
7. Ivanov V.A., Khakhina A.M., Ustinov V.V., Korotkov R.K. *Utochnennye zavisimosti dlja rascheta sdvigovoj deformacii lesnogo pochvogrunta po velichine buksovanija i parametram pjatna kontakta* [Refined dependencies for evaluating forest soil shear deformation through sliding ratio and contact patch parameters] *Sistemy. Metody. Tehnologii* [Systems. Methods. Technologies]. 2015, no. 4 (28), pp. 116-120. (In Russian)
8. Khakhina A.M., Ustinov V.V. *Vlijanie modolja deformacii na formu pjatna kontakta dvizhitelja s pochvogruntom* [Dependence of contact area and deformation modulus of forest soil] *Aktual'nye napravlenija nauchnyh issledovanij XXI veka: teorija i praktika* [Current research trends of the XXI century: Theory and Practice]. 2015, Vol. 3, no 9-2 (20-2), pp. 287-290. (In Russian)
9. Khitrov E.G., Grigorev I.V., Makuev V.A., Khakhina A.M., Kalinin S.Ju. *Model' dlja ocenki radial'noj deformacii kolesa lesnoj mashiny s uchetom deforma-cii pochvogrunta* [Model to assess the tyre deflection of the wheeled forest machine regarding the forest soil strain] *Vestnik MGUL -Lesnojvestnik* [Herald MSFU - Forestry Gazette]. 2015, no. 6(19), pp. 87-90. (In Russian)
10. Saari-lahti M. Development of a protocol for ecoefficient wood harvesting on sensitive sites (Ecowood). Evaluation of the WES-method in assessing the trafficability of terrain and the mobility of forest tractors, Interpretation and application of the results. University of Helsinki, Department of Forest Resource Management, 2002, 15 p.

Сведения об авторах

Хитров Егор Германович – доцент кафедры математических методов в управлении ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова», кандидат технических наук, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация; e-mail: yegorkhitrov@gmail.com

Бартенев Иван Михайлович – профессор кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», доктор технических наук, профессор, г. Воронеж, Российская Федерация, e-mail: kafedramehaniza@mail.ru

Information about authors

Khitrov Egor Germanovich – Associate Professor of the Department of mathematical methods in management, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Saint-Petersburg State Forest Technical University under name of S.M.Kirov», PhD in Engineering, Saint-Petersburg, Russia-Federation; e-mail: yegorkhitrov@gmail.com

Bartenev Ivan Mikhailovich – Professor of Forestry Mechanization department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», DSc in Engineering, Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: kafedramehaniza@mail.ru.