

Моделирование взаимодействия колесного движителя сверхнизкого давления со слабонесущей опорной поверхностью

О.Н. Бурмистрова^{1а}, Е.В. Тетеревлева^{1б}, О.А. Куницкая^{2с}

¹Ухтинский государственный технический университет, ул. Первомайская, 13, Ухта, Республика Коми

²Якутская государственная сельскохозяйственная академия, Сергеляхское шоссе, 3, Якутск, Республика Саха (Якутия)

^а oburmistrova19@gmail.com, ^б ychemshikova@mail.ru, ^с ola.ola07@mail.ru

^а <https://orcid.org/0000-0003-2616-7557>,

^б <https://orcid.org/0000-0003-3272-5308>,

^с <https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>

Статья поступила 18.10.2019, принята 15.11.2019

Колесные вездеходы имеют большие перспективы для использования работниками лесного хозяйства при отводе лесосек, лесоустройстве, противопожарном патрулировании лесов, в охотничьих хозяйствах, при сборе лесных пищевых ресурсов (в лесопродуктивном производстве) и т. д. Высокая скорость вездеходов позволяет оперативно доставлять персонал и небольшие грузы на самые труднодоступные участки удаленных лесных массивов. Такие вездеходы могут использоваться на особо «ранимых», с экологической точки зрения, лесных участках. В этом случае на первый план выходит экологичность их работы — требование минимального нарушения почвенного слоя, например, в условиях тундры. Данная статья посвящена разработке математической модели, позволяющей прогнозировать степень отрицательного воздействия движителя колесного вездехода на опорную поверхность движения. Для решения поставленных задач исследования необходимо обосновать параметры движителя колесного вездехода на шинах сверхнизкого давления, при которых не будет поврежден верхний, наиболее чувствительный к механическому воздействию слой лесного почвогрунта. В качестве основы разрабатываемой теоретической модели используем положения, которые раньше успешно применялись в лесоинженерном деле при изучении проходимости машин, колеобразования и уплотнения лесных почвогрунтов под воздействием колесной и гусеничной лесозаготовительной техники. Проведены исследования для двух типов слабонесущих почвогрунтов. Важной особенностью разрабатываемой математической модели является то обстоятельство, что колесный вездеходный движитель сверхнизкого давления при качении по опорной поверхности претерпевает существенные радиальные деформации, увеличивающие не только длину пятна контакта с опорной поверхностью, но и ширину пятна, боковые деформации. В результате реализации математической модели, представленной в статье, получены системы уравнений, позволяющие на практике определять давление вездеходного колесного движителя, сцепление и сопротивление, глубину колеи при работе на слабонесущих лесных и заболоченных грунтах.

Ключевые слова: колесные вездеходы; лесное хозяйство; уплотнение и деформация почвогрунтов.

Simulation of interaction of an ultra-low pressure wheel mover with a weak bearing support surface

O.N. Burmistrova^{1а}, E.V. Teterevleva^{1б}, O.A. Kunitskaya^{2с}

¹Ukhta State Technical University; 13, Pervomayskaya St., Ukhta, Republic of Komi, Russia

²Yakutsk State Agricultural Academy; 3rd km, 3, Sergelyakhskoe Shosse, Yakutsk, Russia

^а oburmistrova19@gmail.com, ^б ychemshikova@mail.ru, ^с ola.ola07@mail.ru

^а <https://orcid.org/0000-0003-2616-7557>,

^б <https://orcid.org/0000-0003-3272-5308>,

^с <https://orcid.org/0000-0001-8542-9380>

Received 18.10.2019, accepted 15.11.2019

Wheeled all-terrain vehicles have very great prospects for use by forestry workers in the removal of cutting areas, forest management, fire patrolling of forests, in hunting farms, in the collection of forest food resources (forest production), etc. in hunting farms, in the collection of forest food resources (forest productive production), etc. The high speed of all-terrain vehicles allows a quick delivering of personnel and small loads to the most hard-to-reach areas of remote forests. Such all-terrain vehicles can be used in especially “vulnerable”, from an environmental point of view, forest areas. In this case, the environmental friendliness of their work comes to the fore — the requirement of minimal disturbance of the soil layer, for example, in the tundra. This article is devoted to the development of a mathematical model that allows predicting the degree of negative impact of the mover of a wheeled all-terrain vehicle on the supporting surface of movement. To solve the research tasks, it is necessary to justify the parameters of the mover of the wheeled all-terrain vehicle on ultra-low pressure tires, at which the upper layer of forest soil, which is the most sensitive to mechanical stress, will not be damaged. As the basis of the developed theoretical model, the provisions, which were previously successfully used in forest engineering

when studying the patency of vehicles, rutting and compaction of forest soils under the influence of wheeled and tracked forestry equipment, are used. Studies have been carried out for two types of weakly bearing soil. An important feature of the developed mathematical model is the fact that the wheeled all-terrain mover of ultra-low pressure when rolling along the supporting surface undergoes not only significant radial deformations that increase the length of the contact spot with the supporting surface, but also lateral deformations that increase the width of the spot. As a result of the implementation of the mathematical model presented in the article, systems of equations are obtained that allow in practice to determine the pressure of an all-terrain wheel propulsion, traction and resistance, the depth of the track when working on weakly bearing forest and swampy soils.

Keywords: wheeled all-terrain vehicles; forestry; soil compaction; soil deformation.

Введение. Колесные вездеходы находят все большее распространение в лесном хозяйстве. Их преимуществами являются, прежде всего, относительно невысокая стоимость и большая крейсерская скорость. При установке шин сверхнизкого давления они практически не оказывают отрицательного воздействия на лесные почвогрунты [1].

Из трудов отечественных и зарубежных ученых известно, что лесные машины могут оказывать на почвогрунты значительное негативное воздействие [3; 4]. При этом, например, для наиболее «ранимых» лесных экосистем, в условиях особо охраняемых природных территорий такое воздействие должно сводиться к минимуму.

В этом случае появляется необходимость в разработке математической модели, позволяющей прогнозировать степень негативного воздействия колесных вездеходов на почвогрунты, чтобы иметь возможность организационно-техническими мероприятиями сводить потери к допустимому минимуму.

Цель работы: обоснование математической модели для прогнозных оценок степени влияния колесных вездеходов на шинах сверхнизкого давления на лесные почвогрунты.

Материалы и методы исследования. Используются справочные данные о физико-механических свойствах лесных почвогрунтов. Моделирование выполнено на основе положений теории механики почв и грунтов.

Результаты исследования. В качестве основы разрабатываемой теоретической модели используем положения [2], которые раньше успешно применялись в лесоинженерном деле при изучении проходимости машин, колесобразования и уплотнения лесных почвогрунтов под воздействием колесной и гусеничной лесозаготовительной техники [3–9]. Исследование проведем для двух типов слабонесущих поверхностей:

1. Переувлажненные лесные почвогрунты III категории с толщиной деформируемого слоя до 0,8 м, расположенные на сравнительно жестком подстилающем основании (рис. 1а).

2. Заболоченные и задернованные поверхности, толщина деформируемого слоя которых неограниченна (рис. 1б).

Важной особенностью разрабатываемой математической модели является то обстоятельство, что колесный вездеходный движитель сверхнизкого давления при качении по опорной поверхности претерпевает не только существенные радиальные деформации, увеличивающие длину пятна контакта с опорной поверхно-

стью, но и боковые деформации, увеличивающие ширину пятна.

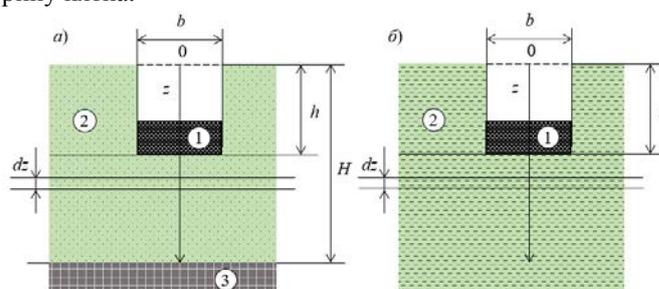


Рис. 1. Схема к определению осадки опорной поверхности под воздействием колесного движителя сверхнизкого давления: а — воздействие на лесной почвогрунт III категории; б — воздействие на заболоченную поверхность; 1 — движитель; 2 — деформируемая опорная поверхность; 3 — жесткое подстилающее основание

Основное уравнение, определяющее осадку опорной поверхности h как сумму относительных деформаций сжатия ε ее элементарных слоев, хорошо известно [2–9]:

$$h = \frac{p_s}{p_s - p} \int_0^{H-h} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} dz, \quad (1)$$

где p_s — несущая способность опорной поверхности; H — толщина деформируемого слоя опорной поверхности (для заболоченного грунта $H \rightarrow \infty$); p — среднее давление по пятну контакта.

Положим относительную деформацию ε линейной функцией нормального напряжения σ [5–6]:

$$\varepsilon = K\sigma, \quad (2)$$

где K — коэффициент пропорциональности, представляющий собой жесткость опорной поверхности.

Напряжение σ считаем затухающим по глубине, что отражает физическую картину деформирования грунтов, в том числе слабонесущих [2; 4]:

$$\sigma = \frac{Jp}{1 + \left(\frac{z}{ab}\right)^2}, \quad (3)$$

где J — коэффициент учета формы пятна контакта; a — коэффициент учета толщины деформируемого слоя опорной поверхности [1]:

$$J = \frac{0,03b + l}{0,6b + 0,43l}, \quad (4)$$

$$a = 0,64 \left(1 + \frac{b}{H}\right), \quad (5)$$

где b — ширина пятна контакта; l — длина пятна контакта.

Выражение для жесткости K зависит от принятой реологической модели опорной поверхности. В работе [15] при моделировании циклического воздействия движителей лесных машин на почвогрунт использована реологическая модель Максвелла – Томпсона (рис. 2а), жесткость которой определяется формулой [5; 10]:

$$K = \frac{1}{E} + \frac{1}{E_0} \left(1 - \exp\left(-\frac{E_0 t}{\eta}\right) \right), \quad (6)$$

где t — время воздействия движителя на опорную поверхность; η — вязкость; E — модуль общей деформации; E_0 — модуль длительной деформации почвогрунта или заболоченного грунта.

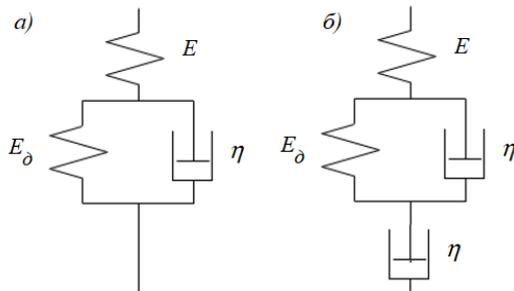


Рис. 2. Реологические модели опорной поверхности: а — модель Максвелла – Томпсона; б — модель Бюргера

В качестве альтернативы модели Максвелла – Томпсона может быть использована реологическая модель Бюргера (рис. 2б), жесткость которой [4; 10]:

$$K = \frac{1}{E} + \frac{1}{\eta} t + \frac{1}{E_0} \left(1 - \exp\left(-\frac{E_0 t}{\eta}\right) \right). \quad (7)$$

Обе реологические модели позволяют учесть деформации опорной поверхности, возникающие немедленно по факту приложения внешней нагрузки, и деформации, развивающиеся по мере сохранения внешнего воздействия; однако модель Бюргера, в отличие от модели Максвелла – Томпсона, не ограничивает длительные деформации по величине, что, возможно, точнее отражает физическую картину деформирования заболоченных опорных поверхностей.

Безотносительно к выбранной реологической модели, определенный интеграл по уравнению (1) имеет вид:

$$h = \frac{p_s}{p_s - p} \cdot \frac{JpabK}{\sqrt{1 - JpK}} \operatorname{arctg} \frac{H - h}{ab\sqrt{1 - JpK}}. \quad (8)$$

Для заболоченной и задернованной опорной поверхности (рис. 1б) при интегрировании выражения (1) следует положить $H \rightarrow \infty$, тогда:

$$h = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{p_s}{p_s - p} \cdot \frac{JpabK}{\sqrt{1 - JpK}}. \quad (9)$$

Величины ширины и длины пятна контакта b и l , входящие в уравнения (4), (5), (8), (9), являются переменными, зависящими от конструктивных параметров

колесного движителя, его радиальной деформации h_z и осадки опорной поверхности h [2]:

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

$$l = \sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2}, \quad (11)$$

где d — диаметр колеса; B — ширина шины; H_T — высота профиля шины.

Для упрощения реализации последующих вычислений исключим из уравнений параметр h_z , который является неизвестной величиной. В работе [2] получено уравнение связи среднего давления по пятну контакта и радиальной деформации h_z :

$$p = \frac{p_w + p_0}{2} \cdot \frac{\pi h_z}{B} \left(\frac{B}{H_T} + \frac{3H_T}{B} \right) \left(1 - \frac{h_z}{B} \right), \quad (12)$$

где p_w — избыточное давление воздуха в шине; p_0 — давление шины на недеформируемой поверхности.

С другой стороны, форма пятна контакта колесного движителя со слабонесущим почвогрунтом и задернованной поверхностью близка к прямоугольной [4], следовательно:

$$p = \frac{G_w}{bl}, \quad (13)$$

где G_w — нагрузка на единичный движитель.

Давление на жесткую поверхность найдем по уравнению [2; 9]:

$$p_0 = \frac{G_w}{B \sqrt{\frac{dG_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} - \left(\frac{G_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} \right)^2}}. \quad (14)$$

Таким образом, на основании формул (11)–(14) запишем равенство:

$$\frac{G_w}{\left(B + \frac{10h_z h}{1 - h + H_T - h_z} \right) \left(\sqrt{dh_z - h_z^2} + \sqrt{d(h + h_z) - (h_z + h)^2} \right)} = \left[\frac{p_w + G_w}{2} + \frac{G_w}{2B} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{dG_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} - \left(\frac{G_w}{\pi p_w \sqrt{Bd}} \right)^2}} \right] \cdot \frac{\pi h_z}{B} \left(\frac{B}{H_T} + \frac{3H_T}{B} \right) \left(1 - \frac{h_z}{B} \right). \quad (15)$$

Для шин сверхнизкого давления диаметр d составляет 1,2...1,6 м, ширина B находится в пределах 0,5...0,7 м, высота профиля H_T составляет 0,5...0,6 м, избыточное давление воздуха p_w не превышает 0,1 МПа, а допустимая нагрузка G_w ограничена 1 500 кг (0,015 МН). Аппроксимация результатов решения уравнения (15) при варьировании d , B , H_T , p_w , G_w и h в пределах 0...0,5 м приводит к получению многопараметрической функции радиальной деформации шины сверхнизкого давления:

$$h_z = 0,067 B^{0,621} G_w^{0,667} d^{-0,403} H_T^{-0,321} p_w^{-0,638} h^{-0,222}, \quad (16)$$

причем:

$$0,5\text{ м} \leq B \leq 0,7\text{ м}; 1,2\text{ м} \leq d \leq 1,6\text{ м}; 0,5\text{ МПа} \leq H_T \leq 0,6\text{ МПа};$$

$$0,01\text{ МПа} \leq p_w \leq 0,1\text{ МПа}; 0,001\text{ МН} \leq G_w \leq 0,015\text{ МН};$$

$$0,01\text{ м} \leq h \leq 0,5\text{ м}.$$

Необходимо отметить, что выражения для радиальной деформации колес лесных машин получали и ранее [4; 8; 9; 11; 12], однако только лишь для шин с избыточным давлением воздуха свыше 0,1 МПа и при нагрузках, превышающих 1,5 т (0,015 МН). Специфический диапазон изменения параметров вездеходных шин сверхнизкого давления, учтенный нами в проведенных расчетах, позволил уточнить влияние ширины, диаметра, избыточного давления и нагрузки на колесо, а также дополнить многопараметрическую функцию радиальной деформации новым параметром — высотой профиля шины.

Далее примем зависимости для оценки физико-механических свойств слабонесущих лесных почвогрунтов и заболоченных, задернованных поверхностей. Сведения получим из [4–6; 9; 13–15].

Лесные почвогрунты характеризуются модулем общей деформации E , по значению которого оценивают удельное сцепление C , угол внутреннего трения φ , модуль сдвига G , удельный вес γ , вязкость η , модуль длительной деформации E_δ и толщину деформируемого слоя:

$$\left\{ \begin{array}{l} C, \text{ МПа} = 0,0108E^{0,774} \\ \varphi, ^\circ = 13,7E^{0,182} \\ \gamma, \text{ МН/м}^3 = 0,0084E^{0,117} \\ H, \text{ м} = 0,471E^{-0,479} \\ G, \text{ МПа} = 0,244E^{0,117} \\ \eta, \text{ МПа} \cdot \text{ с} = 7,81E^{1,92} \\ E_\delta, \text{ МПа} \approx E \end{array} \right. \quad (17)$$

(во всех уравнениях здесь и далее модуль общей деформации подставляется в МПа). Отметим, что модуль общей деформации почвогрунта III категории составляет ориентировочно 0,4 МПа, модуль 1 МПа соответствует уже почвогрунту средней прочности II категории.

Задернованные и заболоченные опорные поверхности также характеризуются модулем общей деформации E , по значению которого оценивают удельное сцепление C , угол внутреннего трения φ , модуль сдвига G , удельный вес γ . Ввиду отсутствия достаточного объема экспериментальных данных на настоящем этапе исследования примем для вязкости η и модуля длительной деформации E_δ таких опорных поверхностей зависимости, аналогичные зависимостям для слабонесущих почвогрунтов, тогда:

$$\left\{ \begin{array}{l} C, \text{ МПа} = 0,0295E + 0,00217 \\ \varphi, ^\circ = 5,79 \ln E + 18,6 \\ \gamma, \text{ МН/м}^3 = 0,0093E^{0,131} \\ G, \text{ МПа} = 0,273E^{0,131} \\ \eta, \text{ МПа} \cdot \text{ с} = 7,81E^{1,92} \\ E_\delta, \text{ МПа} \approx E \end{array} \right. \quad (18)$$

Для заболоченных, задернованных опорных поверхностей модуль общей деформации изменяется в пределах 0,2...1,2 МПа [3].

Дополним математическую модель уравнениями для расчета несущей способности. Толщина деформируемого слоя лесного почвогрунта ограничена, в связи с чем используем систему формул [15]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_s = p_{s0} \alpha_z \\ p_{s0} = 0,5K_1 N_1 \gamma b + N_2 \gamma h + K_3 N_3 C \\ K_1 = \frac{l}{l+0,4b}; K_3 = \frac{l+b}{l+0,5b} \\ N_1 = \frac{1-S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1+S^2)}{S^3}; S = \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \\ \alpha_z = 1 + \frac{H^* h}{2H \cdot (H-h-0,25H^*)}; H^* = \frac{\sqrt{2}}{2} \exp \left[\left(\frac{\pi}{4} + \frac{3\varphi}{4} \right) \tan \frac{3\varphi}{4} \right] b \cos \frac{3\varphi}{4} \text{tg} \varphi \end{array} \right. \quad (19)$$

где p_{s0} — несущая способность при неограниченной толщине слоя почвогрунта; α_z — поправочный коэффициент учета толщины деформируемого слоя почвогрунта; N — коэффициенты учета фрикционных свойств почвогрунта; S, H^* — вспомогательные обозначения.

Несущую способность заболоченной опорной поверхности, толщина деформируемого слоя которой неограничена, найдем с помощью системы формул [4; 16]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_s = 0,5K_1 N_1 \gamma b + N_2 \gamma h + K_3 N_3 C \\ K_1 = \frac{l}{l+0,4b}; K_3 = \frac{l+b}{l+0,5b} \\ N_1 = \frac{1-S^4}{S^5}; N_2 = \frac{1}{S^2}; N_3 = \frac{2(1+S^2)}{S^3}; S = \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \end{array} \right. \quad (20)$$

Время воздействия вездеходного движителя на опорную поверхность найдем по формуле:

$$t = \frac{l}{v} n, \quad (21)$$

где v — поступательная скорость вездехода; n — число колесных осей машины.

Тягово-сцепные свойства движителя сверхнизкого давления исследуем, рассмотрев распределение касательного напряжения по пятну контакта движителя с опорной поверхностью.

Зависимость сдвигового напряжения, отражающая явление среза почвогрунта, предложена [2]:

$$\tau = \frac{1}{\frac{1}{\tau_m} + \frac{t_g}{Gj}}, \quad (22)$$

где t_g — шаг грунтозацепов вездеходного движителя; j — сдвиговая деформация почвогрунта, заключенного между грунтозацепами движителя; τ_m — сопротивление почвогрунта сдвигу, обусловленное его сцепными и фрикционными свойствами, а также прочностью на срез.

Уравнение сопротивления τ_m имеет вид [2]:

$$\tau_m = p \text{tg} \varphi + C \xi, \quad (23)$$

где ξ — параметр, отражающий снижение сопротивления сдвигу при срезе почвогрунта:

$$\xi = \left(1 - \frac{j}{t_g}\right) \text{Heaviside}\left(\frac{j_0 - j}{t_g}\right), \quad (24)$$

где $\text{Heaviside}(\dots)$ — единичная функция Хевисайда; j_0 — максимальная деформация сдвига, ведущая к срезу почвогрунта [2]:

$$j_0 = \frac{\tau_{m0} t_g}{G} \left(\sqrt{\frac{G}{C}} - 1\right), \quad (25)$$

причем τ_{m0} — сопротивление почвогрунта сдвигу без учета ослабления при срезе [2]:

$$\tau_{m0} = p \operatorname{tg} \varphi + C. \quad (26)$$

Деформацию сдвига зададим линейной функцией координаты x , изменяющейся по длине пятна контакта от 0 до l [8]:

$$j = Sx, \quad (27)$$

где S — коэффициент буксования.

Сила сцепления вездеходного движителя с опорной поверхностью определяется интегрированием [2; 17; 18]:

$$F_T = b \int_0^l \tau dx, \quad (28)$$

по ее значению принято оценивать коэффициент сцепления [2; 17; 18]:

$$\mu = \frac{F_T}{G_w}. \quad (29)$$

Отметим, что ранее параметр, отражающий снижение сопротивления сдвигу при срезе почвогрунта, вводили как монотонно убывающую функцию сдвиговой деформации j [7], что в ряде случаев противоречит физической картине деформации почвогрунта (рис. 3):

$$\xi = 1 - \frac{j}{t_g}. \quad (30)$$

Характерно, что кривые силы сцепления имеют выраженный максимум по коэффициенту буксования S . Обработка результатов вычислений показывает, что максимальное значение F_T отмечается при S по формуле:

$$S = \frac{1}{l} \cdot \frac{\tau_{m0} t_g}{G} \left(\sqrt{\frac{G}{C}} - 1\right). \quad (31)$$

Силу сопротивления движению вездехода определим как интеграл зависимости [2; 17; 18]:

$$F_R = b \int_0^h p dh, \quad (32)$$

по силе сопротивления оценим коэффициент сопротивления движению [2; 17; 18]:

$$\varphi_R = \frac{F_R}{G_w}. \quad (33)$$

и, при необходимости, коэффициент тяги [2; 17; 18]:

$$\varphi_P = \mu - \varphi_R. \quad (34)$$

Подобный подход использован, в частности, в [19], при теоретическом изучении воздействия колесных машин на повогрунты криолитозоны.

Для выработки практических рекомендаций необходимо решить уравнения, образующие разработанную нами математическую модель.

При исследовании взаимодействия вездеходного движителя сверхнизкого давления со слабонесущим лесным почвогрунтом III категории свойства опорной поверхности задаются уравнениями (17). Уравнение осадки почвогрунта представлено формулой (8), поскольку реологической моделью лесного почвогрунта считается модель Максвелла – Томпсона, жесткость почвогрунта задается уравнением (6). Несущая способность лесного почвогрунта определяется системой формул (19). Радиальная деформация движителя сверхнизкого давления задается функцией (16), прочие геометрические параметры, входящие в уравнения, — по формулам (4), (5), (10), (11), время воздействия — по формуле (21). Давление затем определяется по формуле (13). Силу и коэффициент сцепления определим по формулам (28), (29) с учетом выражений (22)–(27), где коэффициент буксования рассчитывается по уравнению (31).

При исследовании взаимодействия вездеходного движителя сверхнизкого давления с заболоченным, задернованным грунтом свойства опорной поверхности задаются уравнениями (18). Уравнение осадки грунта представлено формулой (9), поскольку реологической моделью лесного почвогрунта считается модель Бюргерса, жесткость грунта задается уравнением (7). Несущая способность заболоченного грунта определяется системой формул (20). Радиальная деформация движителя сверхнизкого давления также задается функцией (2.16), прочие геометрические параметры, входящие в уравнения, — по формулам (4), (5), (10), (11), время воздействия — по формуле (21). Давление затем определяется по формуле (13). Как и в предыдущем случае, силу и коэффициент сцепления определим по формулам (28), (29) с учетом выражений (22)–(27), где коэффициент буксования рассчитывается по уравнению (31).

В обоих случаях входными параметрами моделей являются модуль общей деформации E , ширина и диаметр колеса B и d , шаг грунтозацепов t_g , высота шины H_T , избыточное давление в шине p_w и нагрузка на колесо G_w , число колесных пар n и скорость машины v . Уравнения (8), (9), по которым определяется осадка опорной поверхности, решаются только численно, в связи с чем проведем серию вычислений и обработаем их результаты. Диапазон варьирования исходных данных следующий:

$$0,5 \text{ м} \leq B \leq 0,7 \text{ м}; 1,2 \text{ м} \leq d \leq 1,6 \text{ м}; 0,1 \text{ м} \leq t_g \leq 0,2 \text{ м};$$

$$0,5 \text{ м} \leq H_T \leq 0,6 \text{ м}; 0,01 \text{ МПа} \leq p_w \leq 0,1 \text{ МПа};$$

$$0,001 \text{ МН} \leq G_w \leq 0,015 \text{ МН}; 2 \leq n \leq 4; 1,4 \text{ м/с} \leq v \leq 20 \text{ м/с};$$

$$0,4 \text{ МПа} \leq E \leq 0,8 \text{ МПа} \text{ — для лесного почвогрунта};$$

$$0,2 \text{ МПа} \leq E \leq 1,2 \text{ МПа} \text{ — для заболоченного грунта}.$$

В результате аппроксимации численных решений, полученных для 1 000 случайных сочетаний входных параметров, установлено, что с высокой точностью ($R^2 > 0,95$) осадка опорной поверхности (глубина колеи) может быть представлена многопараметрической функцией соответственно для слабонесущего почвогрунта и заболоченного, задернованного грунта:

$$h = 1,2E^{-1,79} B^{-1,41} p^{1,3} v^{-0,0327}, \quad (35)$$

$$h = 2,21E^{-1,28} B^{-0,525} p^{1,09} v^{-0,114} n^{0,0902}. \quad (36)$$

Обработка тех же результатов расчетов показывает, что с высокой точностью давление вездеходного движителя сверхнизкого давления ($R^2 > 0,95$) также представляется многопараметрической степенной функцией, соответственно для слабонесущего почвогрунта и заболоченного, задернованного грунта:

$$p = 1,01E^{0,153} B^{-0,959} d^{-0,344} H_T^{0,106} p_w^{0,216} G_w^{0,676}, \quad (37)$$

$$p = 0,844E^{0,196} B^{-0,923} d^{-0,383} H_T^{0,101} p_w^{0,191} G_w^{0,663}. \quad (38)$$

С учетом (33), (35), (36) получим приближенные формулы коэффициентов сопротивления движению соответственно для слабонесущего почвогрунта и заболоченного, задернованного грунта:

$$\varphi_R = 1,228E^{-1,438} B^{-2,616} d^{-0,768} H_T^{0,244} p_w^{0,497} G_w^{1,555} v^{-0,0327}, \quad (39)$$

$$\varphi_R = 1,55E^{-0,87} B^{-1,454} d^{-0,8} H_T^{0,211} p_w^{0,399} G_w^{1,386} n^{0,0902} v^{-0,114}. \quad (40)$$

Обработка результатов вычисления силы и коэффициента сцепления показала, что с высокой точностью ($R^2 > 0,95$) коэффициенты сцепления вездеходного движителя сверхнизкого давления со слабонесущим лесным почвогрунтом III категории и с заболоченным грунтом можем соответственно представить многопараметрическими функциями:

$$\mu = 0,0436E^{0,385} p^{-0,578}, \quad (41)$$

$$\mu = 0,0378E^{0,543} p^{-0,774}. \quad (42)$$

Примеры результатов расчетов представлены на рис. 3–5.

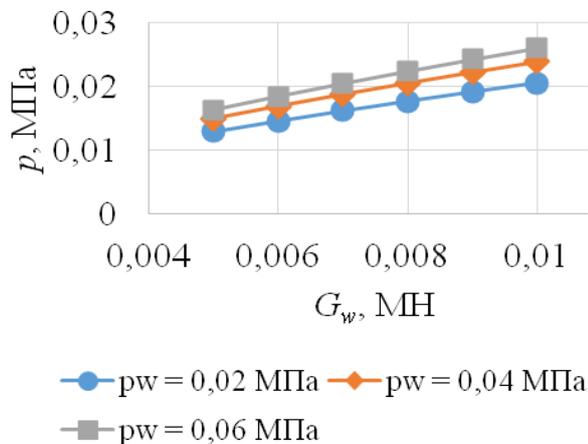


Рис. 3. Давление колесного движителя сверхнизкого давления на лесной почвогрунт ($E = 0,4$ МПа, $B = 0,7$ м, $d = 1,333$ м, $H_T = 0,65$ м)

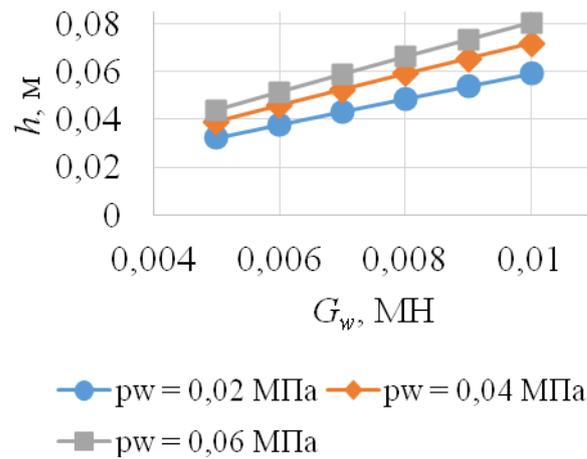


Рис. 4. Глубина колеи по воздействию колесного движителя сверхнизкого давления на лесной почвогрунт ($E = 0,4$ МПа, $B = 0,7$ м, $d = 1,333$ м, $H_T = 0,65$ м, $v = 20$ м/с)

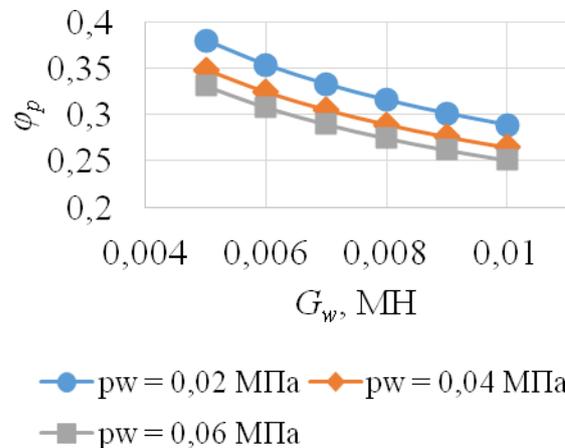


Рис. 5. Коэффициент тяги колесного движителя сверхнизкого давления на слабонесущем лесном почвогрунте ($E = 0,4$ МПа, $B = 0,7$ м, $d = 1,333$ м, $H_T = 0,65$ м, $v = 20$ м/с)

Выводы. В результате представленного в статье математического моделирования процесса воздействия движителя колесного вездехода на шинах сверхнизкого давления на почвогрунты получены системы уравнений, позволяющие на практике определять давление вездеходного колесного движителя, сцепление и сопротивление, глубину колеи при работе на слабонесущих лесных и заболоченных грунтах.

Литература

1. Григорьев И.В., Чураков А.А., Григорьева О.И. Перспективная конструкция вездехода для лесного хозяйства // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы междунар. науч.-техн. конф. 2017. С. 136–139.
2. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
3. Божбов В.Е. Повышение эффективности процесса треловки путем обоснования рейсовой нагрузки форвардеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2015. 20 с.
4. Дмитриева М.Н. Моделирование взаимодействия колесного движителя малогабаритных лесных машин со слабонесущим грунтом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2018. 20 с.

5. Лухминский В.А. Совершенствование моделей и методов прогнозирования проходимости гусеничных лесных машин: дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2018. 179 с.
6. Песков В.Б. Совершенствование моделей для оценки колебательности и уплотнения почвогрунтов под воздействием движителей колесных лесных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2018. 20 с.
7. Устинов В.В. Оценка тягово-сцепных свойств колесных движителей лесных машин методами теории движения автотранспорта по бездорожью: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2016. 20 с.
8. Хахина А.М. Методы прогнозирования и повышения проходимости колесных лесных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Архангельск, 2018. 318 с.
9. Хитров Е.Г. Повышение эффективности трелевки обоснованием показателей работы лесных машин при оперативном контроле свойств почвогрунта: дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2015.
10. Бленд Д. Теория линейной вязко-упругости. М.: Мир, 1965. 200 с.
11. Хитров Е.Г., Григорьев И.В., Макуев В.А., Хахина А.М., Калинин С.Ю. Модель для оценки радиальной деформации колеса лесной машины с учетом деформации почвогрунта // Вестн. Моск. гос. ун-та леса — Лесной вестник. 2015. Т. 19, № 6. С. 87–90.
12. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Дмитриева М.Н., Песков В.Б., Григорьева О.И. Уточненная модель для оценки тягово-сцепных свойств колесного движителя лесной машины // Изв. С.-Петерб. лесотехн. акад. 2016. № 217. С. 108–119.
13. Хитров Е.Г., Хахина А.М., Лухминский В.А., Казаков Д.П. Исследование связи конусного индекса и модуля деформации различных типов грунтов. Resources and Technology. 2017. Т. 14, № 4. С. 1–16.
14. Дмитриева М.Н., Григорьев И.В., Лухминский В.А., Казаков Д.П., Хахина А.М. Экспериментальные исследования конусного индекса и физико-механических свойств заболоченного грунта // Лесотехнический журнал. 2017. Т. 7, № 4(28). С. 167–174.
15. Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Жукова А.И., Иванов В.А. Исследование механических процессов циклического уплотнения почвогрунта при динамических нагрузках // Вестн. Крас. гос. аграр. ун-та. 2008. № 1. С. 163–175.
16. Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2007.
17. Rudov S., Shapiro V., Grigorev I., Kunitskaya O., Druzyanova V., Kokieva G., Filatov A., Sleptsova M., Bondarenko A., Radnaed D. Specific features of influence of propulsion plants of the wheel-tyre tractors upon the cryomorphic soils, and soil grounds // International Journal of Civil Engineering and Technology. 2019. Vol. 10, № 1. P. 2052–2071.
18. Григорьев И.В., Макуев В.А., Никифорова А.И., Хитров Е.Г., Устинов В.В., Калинин С.Ю. Исследование коэффициента сопротивления передвижению колесных лесных машин // Вестн. Моск. гос. ун-та леса — Лесной вестник. 2014. Т. 18, № S2. С. 36–41.
19. Рудов С.Е., Шапиро В.Я., Григорьев И.В., Куницкая О.А., Григорьева О.И. Математическое моделирование процесса уплотнения мерзлого почвогрунта под воздействием лесных машин и трелевочных систем // Системы. Методы. Технологии. 2018. № 3 (39). С. 73–78.
20. Agejkin YA.S. Permeability of the cars. M.: Mashinostroenie, 1981. 232 p.
21. Bozhbov V.E. Improving the effectiveness of skidding by study regular load-key forwarders: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2015. 20 p.
22. Dmitrieva M.N. Modeling of interaction of a wheel mover of small-sized forest machines with weakly-bearing soil: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2018. 20 p.
23. Luhminkij V.A. Improvement of models and methods for prediction of patency of the Gusary forest machines: dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2018. 179 p.
24. Peskov V.B. Improvement of models for estimation of rutting and compaction of soils under the influence of movers of wheeled forest machines: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2018. 20 p.
25. Ustinov V.V. Evaluation of traction properties of wheel movers of forest machines by the methods of the theory of road traffic on the roadless: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2016. 20 p.
26. Hahina A.M. Methods to predict and improve cross-wheeled forest machines: dis. ... d-ra. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2018. 318 p.
27. Hitrov E.G. Increase of efficiency of skidding by justification of indicators of work of forest machines at operational control of soil properties: dis. ... kand. tekhn. nauk. Arhangel'sk, 2015.
28. Blend D. Theory of linear visco-elasticity. M.: Mir, 1965. 200 p.
29. Hitrov E.G., Grigor'ev I.V., Makuev V.A., Hahina A.M., Kalinin S.YU. Model for estimation of radial deformation of forest machine wheel taking into account soil deformation // Moscow state forest university bulletin – Lesnoy vestnik. 2015. Vol. 19, № 6. P. 87–90.
30. Hitrov E.G., Hahina A.M., Dmitrieva M.N., Peskov V.B., Grigor'eva O.I. Refined model for the evaluation of traction properties of a wheel mover of a forest machine // Izvestia SPbLTA. 2016. № 217. P. 108–119.
31. Hitrov E.G., Hahina A.M., Luhminkij V.A., Kazakov D.P. Investigation of the connection between the cone index and the deformation modulus of different types of grunts // Resources and Technology. 2017. Vol. 14, № 4. P. 1–16.
32. Dmitrieva M.N., Grigor'ev I.V., Luhminkij V.A., Kazakov D.P., Hahina A.M. Experimental studies of cone index and physical and mechanical properties of swampy grunt // Forestry Engineering Journal. 2017. Vol. 7, № 4(28). P. 167–174.
33. Shapiro V.YA., Grigor'ev I.V., Zhukova A.I., Ivanov V.A. Investigation of mechanical processes of soil cyclic compaction under dynamic // The Bulletin of KrasGAU. 2008. № 1. P. 163–175.
34. Larin V.V. Methods of forecasting and increasing the basic patency of multiaxial wheeled vehicles on the ground: dis. ... d-ra tekhn. nauk. M., 2007.
35. Rudov S., Shapiro V., Grigorev I., Kunitskaya O., Druzyanova V., Kokieva G., Filatov A., Sleptsova M., Bondarenko A., Radnaed D. Specific features of influence of propulsion plants of the wheel-tyre tractors upon the cryomorphic soils, and soil grounds // International Journal of Civil Engineering and Technology. 2019. Vol. 10, № 1. P. 2052–2071.
36. Grigor'ev I.V., Makuev V.A., Nikiforova A.I., Hitrov E.G., Ustinov V.V., Kalinin S.Yu. Coefficient study of resistance to the movement of wheeled forest machines // Moscow state forest university bulletin – Lesnoy vestnik. 2014. Vol. 18, № S2. P. 36–41.
37. Rudov S.E., Shapiro V.YA., Grigor'ev I.V., Kunickaya O.A., Grigor'eva O.I. Mathematical modeling of the process of compaction of frozen soil under the influence of forest machines and skidding systems // Systems. Methods. Technologies. 2018. № 3(39). P. 73–78.

References

1. Grigor'ev I.V., Churakov A.A., Grigor'eva O.I. Perspective design of all-terrain vehicle for forestry // Transportnye i transportno-tehnologicheskie sistemy: materialy mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoy konf. 2017. P. 136–139.