

УДК 630\*377.4

**Ю. А. Ким, М. Т. Насковец, Н. И. Жарков, В. И. Гиль**  
Белорусский государственный технологический университет

### **ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ С ГРУНТОВЫМ ОСНОВАНИЕМ**

В связи с ростом массы транспортных средств, вызванных требованиями повышения их производительности, возрастают нагрузки на дорожное покрытие со стороны ходовых систем. Это, в свою очередь, приводит к разрушению опорной поверхности, увеличению сил сопротивления передвижению и увеличению энергозатрат. Поэтому вопросы, связанные с процессом взаимодействия колеса с опорной поверхностью по-прежнему являются актуальными.

В статье рассмотрен вопрос взаимодействия движителя ходовых систем (колеса) с грунтовым основанием. При взаимодействии пневматического колеса с почвогрунтом происходит взаимная деформация контактирующих тел. Если известны форма и размеры жесткого колеса, то при заданной максимальной глубине его погружения можно определить как форму поверхности контакта, так и закон распределения вертикальных перемещений частиц почвы. Разработана математическая модель, описывающая этот процесс, отличающаяся от существующих тем, что форма поверхности контакта не задается, а рассчитывается исходя из условий взаимодействия.

В результате проведенных исследований получено решение, позволяющее определять величину и характер распределения напряжений, а также момент сопротивления качению колеса и его зависимость от свойств взаимодействующих тел.

**Ключевые слова:** ходовая система, колесный движитель, грунтовое основание, объемная деформация, поверхность контакта, гармоническая функция, ряды Фурье.

**Yu. A. Kim, M. T. Naskovets, N. I. Zharkov, V. I. Gil**  
Belarusian State Technological University

### **INTERACTION OF THE WHEEL DRIVING SYSTEM WITH GROUND BASIS**

In connection with the growth of energy saturation of agricultural machines, row tractors and special purpose tractors, their mass increases, and consequently the loads of their running systems increase on the supporting surface. As a consequence, there are such negative phenomena as overgrazing of soil above permissible norms, there are energy costs for movement.

The article considers the issue of the interaction of the propulsion system of the undercarriage systems (wheels) with the soil base. When the pneumatic wheel interacts with the soil, mutual deformation of the contacting bodies occurs. If the shape and dimensions of the hard wheel are known, then for a given maximum depth of its immersion, you can determine both the shape of the contact surface and the law of distribution of vertical movements of soil particles. A mathematical model has been developed that describes this process, which differs from the existing ones in that the shape of the contact surface is not specified, but calculated based on the interaction conditions.

As a result of the research, a solution was obtained that allows one to determine the magnitude and nature of the stress distribution, as well as the moment of rolling resistance of the wheel and its dependence on the properties of interacting bodies.

**Key words:** undercarriage, wheel mover, soil base, volumetric deformation, contact surface, harmonic function, Fourier series.

**Введение.** Исследователь, указывает профессор Орнатский Н. В. [1], посвящающий свои силы изучению грунтов, неизбежно сталкивается с большой сложностью процессов их формирования и с чрезвычайным разнообразием их свойств. Поэтому к изучению грунтов необходимо подходить со строгим учетом их индивидуальных особенностей. Однако было бы неправильным, ориентируясь на эту необходимость, не использовать возможности рассмотрения некоторых общих зависимостей, вытекающих из применения

к грунтам основных физических законов, имеющих всеобъемлющий характер и не исключających из сферы своего действия ни одного материального тела, в том числе и грунта. Реальные грунты всегда лишь в принципе следуют механической схеме, так как многообразие факторов, влияющих на особенности поведения грунта в тех или иных условиях, не может быть учтено даже самой совершенной схемой, при этом, являясь приемлемой и безусловно полезной в своем, сравнительно узком, кругу частных применений.

В зависимости от скорости деформирования грунтовые основания могут вести себя по-разному, а именно при небольшом интервале времени действия нагрузки наиболее ярко проявляются упругие свойства, и наоборот, при длительном воздействии больших по величине статических нагрузок грунт проявляет реологические свойства.

Однако реальные почвогрунты не являются чисто упругими и чисто пластичными. Один и тот же почвогрунт при различных условиях деформации проявляет свойства как упругости, так и пластичности [2, 3]. Деформация почвогрунтов сопровождается разрушением частиц и структурных агрегатов, выжиманием воды и воздуха из пор. Относительная доля того или иного из приведенных выше явлений зависит от состояния почвогрунта. Сжатие воды и защемление объемов воздуха определяют процессы упругой деформации, фильтрацию воздуха и воды, а также относительные сдвиги частиц и разрушение структурных элементов – необратимые [4, 5, 6].

При рассмотрении вопроса воздействия колесного движителя на грунтовое дорожное покрытие последнее, ввиду кратковременности действия нагрузки, можно с достаточной степенью точности рассматривать как упругое основание.

**Основная часть.** Несмотря на известные недостатки, модель упругого полупространства заняла ведущее место в задачах статики конструкций на упругом основании и широко применяется для исследования напряженно-деформированного состояния грунтового массива методами теории упругости. Поскольку в задачах динамики имеют место малые деформации, быстро изменяющиеся во времени, применение в этом случае к грунту схемы упругого полупространства с моделью линейно деформируемой среды является еще более оправданным, чем в задачах статики [7]. При малых нагрузках деформация прямо пропорциональна им, то есть грунт в этом случае проявляет себя как линейно деформируемое тело.

Взаимодействие колесного движителя с почвой сопровождается большими скоростями деформации грунта [8]. Значение динамического модуля определяется по формуле

$$E_d = E(1 + \Omega\sqrt{v_k}), \quad (1)$$

где  $\Omega$  – коэффициент, зависящий от вида грунта, равен для связного 0,09–0,11, для несвязного 0,06–0,08;  $v_k$  – скорость поступательного движения колеса. Справедливо при  $v_k < 5,5$  м/с.

В случае, если верхний слой опорной поверхности достаточно мощный, последнюю можно рассматривать как бесконечное полупространство.

В процессе взаимодействия каждая частица почвы перемещается по сложной траектории. При этом чем больше размеры колеса, тем больше преобладают вертикальные перемещения в направлении  $oz$ . Обозначим перемещения частиц почвы по направлениям осей координат  $ox$ ,  $oy$ ,  $oz$  соответственно  $u_1$ ,  $u_2$ ,  $u_3$ , а также для краткости  $x_1 = x$ ,  $x_2 = y$ ,  $x_3 = z$ . Перемещения  $u_i$  для упругого полупространства должны удовлетворять уравнениям равновесия Ляме [9].

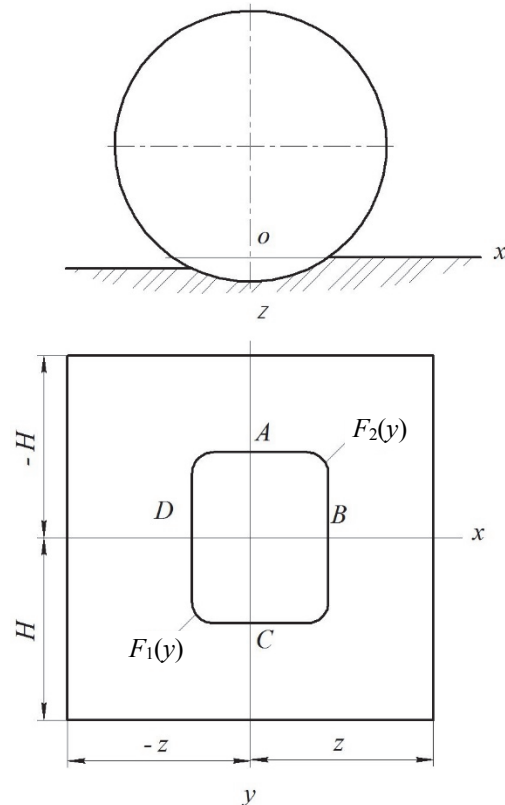


Рис. 1. Схема расположения координат для однородного полупространства

$$\nabla u_i + (k+1) \frac{\delta\theta}{\delta x_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

где  $k = \lambda / \mu$ , а  $\lambda$  и  $\mu$  – коэффициенты Ляме:

$$\lambda = \frac{E\sigma}{(1+\sigma)(1-2\sigma)}; \quad \mu = \frac{E}{2(1+\sigma)},$$

здесь  $\nabla$  – оператор Лапласа;  $\sigma$  – коэффициент поперечной деформации;  $E$  – модуль деформации почвы;  $\theta$  – объемная деформация.

$$\theta = \sum_{i=1}^3 \frac{\delta u_i}{\delta x_i}.$$

Общее решение уравнений (2) имеет вид [9]

$$u_i = \varphi_i + z \frac{\delta \Psi_i}{\delta x_i}, \quad (3)$$

где  $\varphi_i$  – произвольные гармонические функции.

Функция  $\Psi$  определяется из уравнения

$$\frac{\delta\Psi}{\delta z} = -\frac{k+1}{k+3} \sum_{i=1}^3 \frac{\delta\varphi_i}{\delta x_i}.$$

Почвогрунт по физическим свойствам не является однородной средой. Модуль деформации  $E$  может считаться постоянной величиной только в пределах отдельных слоев. Представление грунтового основания в виде многослойной анизотропной среды с числом слоев больше двух делает математическую модель более адекватной, но приводит к значительным трудностям вычислительного характера, а также громоздким уравнениям для вычисления коэффициентов ряда.

Определим форму поверхности контакта с почвой при заданной наибольшей глубине погружения  $H$ , жесткого колеса, имеющего форму и размеры рассматриваемого пневматического при давлении воздуха в шине  $P$ , равном нулю. Перемещения частиц почвы на расстояние  $y$  от средней плоскости вращения колеса определяются из выражения

$$f(x, y) = H(y) - R(y) + \sqrt{[R(y)]^2 - x^2}, \quad (4)$$

где  $H(y)$  – наибольшая глубина погружения колеса в почву в том же сечении;  $R(y)$  – радиус сечения, расположенного на расстоянии от средней плоскости вращения колеса.

На рис. 2 изображена схема к определению функции деформации почвы под жестким колесом.

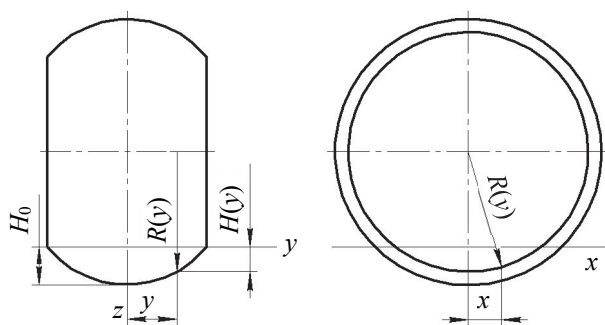


Рис. 2. Схема к определению функции деформации

Искомые функции  $\varphi_i$ , входящие в уравнение (3), являются гармоническими. Поэтому решение удобно представить в виде двойного тригонометрического ряда Фурье [10]. Функции, разложенные в ряд Фурье, являются периодическими, поэтому математически представляется, что вне области интегрирования (в областях, смежных с областью пятна контакта колеса с почвой) действуют такие же нагрузки (рис. 3).

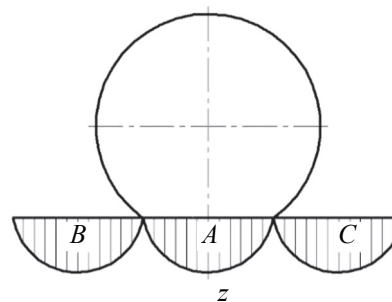


Рис. 3. Схема действия нагрузки при области интегрирования, равной длине контакта

В действительности это не так. Поэтому область интегрирования необходимо расширить. Чем шире область интегрирования, тем меньше влияние соседних нагрузок  $A$  и  $C$  на напряжения и деформации от нагрузки  $B$  (рис. 4). По принципу Сен Венана напряжения и деформации в массиве убывают по мере удаления от места приложения нагрузки [11]. Вследствие этого область изменения  $x$  и  $y$  представим в виде прямоугольника со сторонами  $2z$  и  $2H$ :  $z = 4R_k$ ,  $H = 4B$ ,  $R_k$  и  $B$  – соответственно радиус и половина ширины колеса.

Разложим функцию деформации почвы под жестким колесом  $f(x, y)$  в двойной тригонометрический ряд Фурье по  $x$  и  $y$ .

$$\begin{aligned} f(x, y) = & \frac{a_0}{4} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} a_{0i} c_i(y) + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} a_{k0} c_k(x) + \\ & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} b_{0i} S_i(y) + \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} [a_{ki} c_k(x) c_i(y) + \\ & + b_{ki} S_i(y) c_k(x)] + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} a_{k0} S_k(x) + \\ & + \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} [a_{ki} c_i(y) S_k(x) + \beta_{ki} S_i(y) S_k(x)], \quad (5) \end{aligned}$$

где для краткости, обозначено

$$\begin{aligned} S_k(x) &= \sin\left(\frac{k\pi x}{z}\right); \quad c_k(x) = \cos\left(\frac{k\pi x}{z}\right); \\ S_i(y) &= \sin\left(\frac{i\pi y}{H}\right); \quad c_i(y) = \cos\left(\frac{i\pi y}{H}\right). \end{aligned}$$

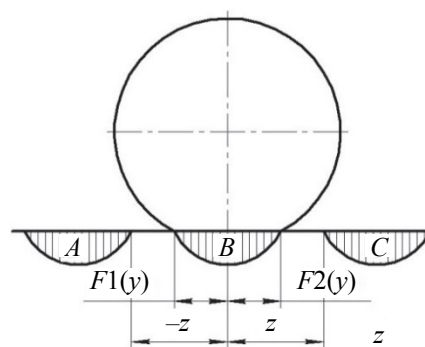


Рис. 4. Схема действия нагрузки при области интегрирования большей, чем пятно контакта

Коэффициенты ряда вычисляются по квадратным формулам:

$$a_{ki} = \frac{1}{zH} \int_{-z-H}^z \int_{-z-H}^H f(x, y) c_k(x) dx c_i(y) dy;$$

$$b_{ki} = \frac{1}{zH} \int_{-z-H}^z \int_{-z-H}^H f(x, y) c_k(x) dx S_i(y) dy;$$

$$\alpha_{ki} = \frac{1}{zH} \int_{-z-H}^z \int_{-z-H}^H f(x, y) c_i(x) dx S_k(x) dx;$$

$$\alpha_{ki} = \frac{1}{zH} \int_{-z-H}^z \int_{-z-H}^H f(x, y) c_i(x) dx S_k(x) dx. \quad (6)$$

Для нахождения коэффициентов ряда необходимо значения  $f(x, y)$ , найденные из (4), подставить в формулы (6).

Контур поверхности контакта ограничен двумя кривыми (рис. 1), уравнения которых  $x_1 = F_1(y)$ ,  $x_2 = F_2(y)$  получены из выражения (4) при условии, что  $f(x, y) = 0$ . Уравнения кривых  $ADC$  и  $ABC$ :

$$x_1(y) = -\sqrt{2(R_k - \alpha y^4)(H_0 - \alpha y^4)} \delta - (H_0 - y^4)^2 \delta^2;$$

$$x_2(y) = \sqrt{(R_k - \alpha y^4)^2 - (R_k - H_0)^2},$$

где  $R_k - \alpha y^4$  – уравнение профиля шины;  $\delta$  – коэффициент упругого восстановления почвы. Деформация почвы на поверхности происходит лишь в области контакта, пределы интегрирования в формулах (6) по  $x$  от  $-z$  до  $z$  следует заменить на пределы от  $F_1(y)$  до  $F_2(y)$ .

Значения функции  $f(x, y)$  в интервалах изменения  $x$  от  $-z$  до  $F_1(y)$  и от  $F_2(y)$  до  $z$  равны 0. Аналогично по  $y$ : вместо от  $-H$  до  $H$  подставить от  $-B$  до  $B$ .

Представим гармоническую функцию  $\varphi_3(x, y, z)$  в виде ряда Фурье:

$$\varphi_3(x, y, z) = \sum_{i=1}^{\infty} [A_{oi} c_i(y) + B_{oi} S_i(y)] e_i(z) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} [A_{ki} c_i(x) c_i(y) + B_{ki} c_i(x) S_i(y)] e(z) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} [c_{ko} S_k(x) + D_{ko} c_k(x)] e_k(z) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} [c_{ki} c_i(y) S_k(x) + D_{ki} S_i(y) S_k(x)] e_k z. \quad (7)$$

где

$$e_i(z) = \exp\left(-\frac{i\pi}{H} z\right)$$

$$e(z) = \exp\left(-\pi \sqrt{\frac{k^2}{z^2} + \frac{i^2}{H^2}} z\right)$$

$$e_k(z) = \exp\left(-\frac{k\pi}{z} z\right). \quad (8)$$

Коэффициенты ряда функции  $\varphi_3(x, y)$  находятся с учетом условия

$$\varphi_3(x, y, 0) = f(x, y) + c(P_{z_0} + P_w) \quad (9)$$

Функция  $f(x, y)$  определяется из уравнений (5) и (6). Остается найти  $\varphi_3(x, y, 0)$  и  $P_{z_0}$ . Для этого  $P_{z_0}$  надо выразить через  $\varphi_3(x, y, 0)$ , используя уравнение объемной деформации  $\theta_0$  при  $z = 0$ .

Давление контакта определим по формуле

$$P_{z_0} = \lambda \theta_0 + 2\mu \left( \frac{\delta U_3}{\delta z} \right),$$

где  $\theta_0$  – объемная деформация.

Из трёх функций  $\varphi_i$  положим  $\varphi_2$ , поскольку перемещения частиц грунта в направлении оси  $y$  на поверхности, ввиду их малости, пренебрегаем. Оставшихся двух функций достаточно, чтобы удовлетворить остальные краевые условия. Перемещения частиц почвы в контакте с пневматическим колесом по оси  $ox$  связаны с перемещением по оси  $oz$  уравнением  $\varphi_1(x, y, z) = \beta \varphi_3(x, y, z)$ , где  $\beta$  – коэффициент пропорциональности, который определяется из условия (4). Касательные усилия на поверхности выражаются в интегральной форме, а не в каждой точке, поэтому такое представление функции  $\varphi_1$  является обоснованным.

После всех преобразований получим:

$$\theta_0 = (1 + A) \left[ \beta \left( \frac{\delta u_3}{\delta x} \right)_0 + \left( \frac{\delta \varphi_3}{\delta z} \right)_0 \right];$$

$$P_{z_0} = \left( \frac{\delta \varphi_3}{\delta x} \right)_0 \beta m + \left( \frac{\delta \varphi_3}{\delta z} \right)_0 n, \quad (10)$$

где  $m = \lambda(1 + A) + 2\mu A$ ;  $n = (1 + A)(\lambda + 2\mu)$ ;  
 $A = -\frac{k+1}{k+3}$ ;  $\lambda, \mu$  – коэффициенты Ляме.

$$\varphi_3(x, y, 0) = f(x, y) + \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial x} \right)_0 \beta m c +$$

$$+ \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial z} \right)_0 n c + c P_w. \quad (11)$$

Значения подставим в условие (4).

Введем обозначение:  $M = \frac{a_{00}}{4} + cP_w$ , где  $a_{00}$  – первый член ряда функции  $f(x, y)$ . Сделано это с целью учета влияния  $P_w$ , а также для изменения величины  $M$  по глубине. Разложим постоянную в ряд.

$$M = \frac{\delta_{00}}{4} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} [\delta_{0i} c_i(y) + \sum_{k=1}^{\infty} \delta_{k0} c_k(x) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} \gamma_{0i} S_i(y) + \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} [\delta_{ki} c_k(x) c_i(y) + \gamma_{ki} S_i(y) C_k(x)] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} \epsilon_{k0} S_k(x) + \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{i=1}^{\infty} \epsilon_{ki} c_i(y) S_k(x) + \mu_{ki} S_i(y) S_k(x).$$

После всех преобразований найдем давление в контакте колеса с опорной поверхностью  $P_{z_0}$ . Вертикальная нагрузка  $G$  определяется из условия  $G = \iint P_{z_0} dF$ . Площадь пятна контакта разбивается на прямоугольники с площадями  $\Delta F_k$ , давление в центре каждого определяется как

$$G = \sum_{k=1}^m (P_{z_0})_k (\Delta F)_k,$$

где  $m$  – число прямоугольников.

Момент сопротивления качению колеса определяется по формуле

$$M_f = \sum_{k=1}^m x_k (P_{z_0})_k (\Delta F)_k.$$

Полученное решение позволяет оценивать влияние  $P_w$  на величину момента сопротивления качению  $M_f$ , глубину колеи  $h$ , величину и характер распределения давления в контакте  $P_{z_0}$ , а также на форму поверхности контакта пневматического колеса с почвой.

**Заключение.** В общем случае грунт является анизотропным, многослойным, вязко-упруго-пластичным телом. Учет названных свойств делает математическую модель более адекватной, но при этом решение задачи значительно усложняется. В различных условиях свойства грунта проявляются по-разному. При расчете напряженного состояния грунтового массива, являющегося основанием фундамента строительного сооружения при длительном воздействии больших величин статических нагрузок, грунт проявляет такие свойства, как пластичность, ползучесть. При кратковременном действии небольших по величине нагрузок грунт ярче проявляет упругие свойства. Именно такой режим нагружения характерен для процесса взаимодействия ходовых систем транспортных средств с грунтовым основанием, когда глубина распространения напряжений невелика. В этом случае грунтовое основание можно считать упругим изотропным полупространством. В результате проведенных исследований получено решение, позволяющее определять величину и характер распределения напряжений, а также момент сопротивления качению колеса и его зависимость от свойств взаимодействующих тел.

## Литература

1. Орнатский Н. В. Механика грунтов. М.: Изд-во МГУ, 1962. 435 с.
2. Гуськов В. В. Тракторы. Часть II. Теория. Минск: Вышэйшая школа, 1977. 384 с.
3. Кацыгин В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий // Вопросы земледельческой механики. 1975. Т. 8. С. 3–142.
4. Бабков В. Ф., Безрук В. М. Основы грунтоведения и механика грунтов. М.: Высшая школа, 1976. 325 с.
5. Золотаревская Д. И. Зависимость между сжимающими напряжениями и осадкой почв // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1980. № 2. С. 30–32.
6. Взаимодействие ходовых систем тракторов с почвой. В. В. Кацыгин [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1983. № 1. С. 18–19.
7. Ксеневич И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. Ходовая система – почва – урожай. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
8. Скойбеда А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. Минск: Наука и техника, 1979. 277 с.
9. Филоненко-Бородич М. М. Теория упругости. М.; Л.: ОГИЗ, 1947. 295 с.
10. Романовский П. И. Ряды Фурье. М.: Наука, 1973. 334 с.
11. Седов Л. И. Механика сплошной среды. М.: МГУ, 1968. Ч. 1. 436 с.
12. Рабочев И. С., Камнев В. И., Маслов А. С. Уменьшение отрицательного воздействия мобильных агрегатов на почву // Вестник сельскохозяйственной науки. 1979. № 4. С. 90–94.
13. Гапоненко В. С. О путях снижения уплотняющего воздействия машинно-тракторных агрегатов на почву // Влияние сельскохозяйственной техники на почву. 1981. С. 56–61.

14. Омелянов А. Е. О применении пневматических колес на сельхозмашинах // Сельхозмашина. 1948. № 5. С. 15–18.

15. Алексейчик Н. А., Будько Ю. В., Терехов Б. А. Повышение проходимости сельскохозяйственных машин. Минск: Урожай, 1979. 139 с.

### References

1. Ornatskiy N. V. *Mekhanika gruntov* [Soil mechanics]. Moscow, MGU Publ., 1962. 435 p.
2. Guskov V. V. *Traktory. Chast' II. Teoriya* [Tractors. Part II. Theory]. Minsk, Vysheyschaya shkola Publ., 1977. 384 p.
3. Katsygin V. V. Fundamentals of the theory of choosing the optimal parameters of mobile agricultural machinery and implements. *Voprosy zemledel'cheskoy mekhaniki* [Agricultural mechanics issues], 1975, vol. 8, pp. 3–142 (In Russian).
4. Babkov V. F., Bezruk V. M. *Osnovy gruntovedeniya i mekhanika gruntov* [Fundamentals of soil science and soil mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1976. 325 p.
5. Zolotarevskaya D. I. The relationship between compressive stresses and soil sediment. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva* [Agricultural mechanization and electrification], 1980, no. 2, pp. 30–32 (In Russian).
6. Katsygin V. V., Orda A. I., Afanas'yev N. I. The interaction of tractor driving systems with soil. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva* [Agricultural mechanization and electrification], 1983, no. 1, pp. 18–19 (In Russian).
7. Ksenevich I. P., Skotnikov V. A., Lyasko M. I. *Khodovaya sistema – pochva – urozhay* [Running system – soil – harvest]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1985. 304 p.
8. Skoybeda A. T. *Avtomatizatsiya khodovykh sistem kolesnykh mashin* [Automation of undercarriage systems for wheeled vehicles]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1979. 277 p.
9. Filonenko-Borodich M. M. *Teoriya uprugosti* [Theory of elasticity]. Moscow; Leningrad, OGIz Publ., 1947. 295 p.
10. Romanovskiy P. I. *Ryady Fur'ye* [Fourier Series]. Moscow, Nauka Publ., 1973. 334 p.
11. Sedov L. I. *Mekhanika sploshnoy sredy. Chast' I* [Continuum mechanics. Part 1]. Moscow, MGU Publ., 1968. 436 p.
12. Rabochev I. S., Kamnev V. I., Maslov A. S. Reduction of the negative impact of mobile aggregates on soil. *Vestnik sel'skokhozyaystvennoy nauki* [Bulletin of Agricultural Science], 1979, no. 4, pp. 90–94 (In Russian).
13. Gaponenko V. S. On ways to reduce the sealing effect of machine-tractor aggregates on the soil. *Vliyaniye sel'skokhozyaystvennoy tekhniki na pochvu* [Influence of agricultural machinery on soil], 1981, pp. 56–61 (In Russian).
14. Omel'yanov A. Ye. On the use of pneumatic wheels on agricultural machines. *Sel'khoz mashina* [Agricultural machinery], 1948, no. 5, pp. 15–18 (In Russian).
15. Alekseychik N. A., Budko Yu. V., Terekhov B. A. *Povysheniye prokhodimosti sel'skokhozyaystvennykh mashin* [Raising the passability of agricultural machines]. Minsk, Urozhay Publ., 1979. 139 p.

### Информация об авторах

**Ким Юрий Алексеевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной графики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: y.kim@belstu.by

**Насковец Михаил Трофимович** – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: naskovets@belstu.by

**Жарков Николай Иванович** – кандидат технических наук, ведущий инженер кафедры лесных машин, дорог и технологий лесопромышленного производства. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: zharkov@belstu.by

**Гиль Виталий Иванович** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры инженерной графики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: v.gil@belstu.by

**Information about the authors**

**Kim Yuriy Alekseyevich** – PhD (Engineering), Assistant Professor, the Department of Engineering Drawing. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: y.kim@belstu.by

**Naskovets Mikhail Trofimovich** – PhD (Engineering), Associate Professor, Professor, the Department of Logging Machinery, Forest Roads and Timber Production Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: naskovets@belstu.by

**Zharkov Nikolay Ivanovich** – PhD (Engineering), Leading Engineer, the Department of Logging Machinery, Forest Roads and Timber Production Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: zharkov@belstu.by

**Gil Vitaliy Ivanovich** – PhD (Engineering), Senior Lecture, the Department of Engineering Drawing. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: v.gil@belstu.by

*Поступила 15.10.2019*