

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 629.366:631.3

<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-36-46>

Исследование давления на почву треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом и внешней амортизацией

В.П. Лапик^{1✉}, *И.П. Адылин*², *А.Е. Кузнецов*³, *П.В. Лапик*⁴, *А.В. Дьяченко*⁵, *О.В. Кубаткина*⁶

^{1,2,5,6} Брянский государственный аграрный университет; г. Брянск, Россия

³ Министерство промышленности Республики Беларусь; г. Минск, Республика Беларусь

⁴ АО «Транснефть Дružба»; г. Брянск, ул. Уральская, 113

¹ V.P.Lapick@mail.ru ✉

² ivanpetrovich@adylin.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4735-1935>

³ kuznetsov@bryanskselmash.ru

⁴ pasha_lapik@mail.ru

⁵ avdyachenkoo@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-5631-3979>

⁶ olgadyachenk@yandex.ru

Аннотация. Для сохранения почвенного покрова при заготовке кормов на переувлажненных почвах целесообразно использовать гусеничный движитель с упругими резинокордными траками. Исследования проведены с целью разработки физико-математической модели, оценивающей способность упругих эластичных опорных устройств снижать нагрузки, действующие на опорную ветвь треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом, при взаимодействии его с переувлажненными почвами. Аналитическим путем определены оптимальные параметры внешней амортизации гусеничной цепи треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом. В отличие от неамортизированного движителя наибольшее давление на опорное основание наблюдается при нахождении оси катка или обводного колеса над серединой очередного преодолеваемого звена гусеницы, а наименьшее – при прохождении им шарнира. Установлено, что давление движителя на почву можно описать как взаимодействие двух процессов с гармонической функцией в неподвижной относительно почвы системе координат и с последовательностью импульсов в подвижной, связанной с движителем. Разработанная физико-математическая модель нагрузок, действующих на опорную ветвь треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом, позволяет определить характеристики давления движителя на почву. Эпюры давления под опорной частью движителя для различных моментов времени показали отсутствие значительных пиков давления, формирующих глубину колеи на переувлажненных почвах, что доказывает демпфирующие способности применяемых резинокордных траков. Разработанная модель позволяет установить оптимальные конструктивные параметры гусеничного движителя.

Ключевые слова: гусеничный движитель; резинокордные траки; давление движителя на почву; давление на опорное основание; координаты опорных катков; звенья гусеницы; обводное колесо; жесткость основания

Для цитирования: Лапик В.П., Адылин И.П., Кузнецов А.Е., Лапик П.В., Дьяченко А.В., Кубаткина О.В. Исследование давления на почву треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом и внешней амортизацией // Агроинженерия. 2026. Т. 28, № 2. С. 36-46. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-36-46>

ORIGINAL ARTICLE

Study on the soil pressure of a triangular unsprung crawler propulsion system with a supporting bypass wheel and external shock absorption

V.P. Lapik¹, I.P. Adylin², A.E. Kuznetsov³, P.V. Lapik⁴, A.V. Dyachenko⁵, O.V. Kubatkina⁶

^{1,2,5,6} Bryansk State Agrarian University; Bryansk, Russia

³ Ministry of Industry of the Republic of Belarus; Minsk, Republic of Belarus

⁴ Transneft Druzhba AO; Bryansk, Russia

¹ V.P.Lapick@mail.ru

² ivanpetrovich@adylin.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4735-1935>

³ kuznetsov@bryanskselmash.ru

⁴ pasha_lapik@mail.ru

⁵ avdyachenkoo@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-5631-3979>

⁶ olgadyachenk@yandex.ru

Abstract. To preserve the soil cover during forage harvesting on waterlogged soils, it is advisable to use a crawler with elastic rubber-cord tracks. The research aimed to develop a physical-mathematical model assessing the ability of elastic flexible support devices to reduce loads acting on the support branch of a triangular unsprung crawler propulsion system with a support idler wheel during its interaction with waterlogged soils. The optimal parameters of the external cushioning of the track chain of a triangular unsprung crawler propulsion system with a support idler wheel were determined analytically. In contrast to a non-cushioned propulsion system, the highest pressure on the supporting surface is observed when the axis of the road wheel or idler wheel is positioned above the midpoint of the next traversed track link, while the lowest pressure occurs when it passes over the hinge joint. It was established that the ground pressure of the propulsion system can be described as the interaction of two processes: a harmonic function in a coordinate system fixed relative to the soil, and a sequence of impulses in a moving coordinate system associated with the propulsion system. The developed physical-mathematical model of loads acting on the support branch of a triangular unsprung crawler propulsion system with a support idler wheel makes it possible to determine the characteristics of the ground pressure exerted by the propulsion system. Pressure distribution diagrams beneath the support section of the undercarriage for various time points showed the absence of significant pressure peaks that form the track depth on waterlogged soils, which demonstrates the damping capabilities of the applied rubber-cord tracks. The developed model is applicable to the determination of optimal design parameters of the tracked propulsion system.

Keywords: crawler propulsion system; rubber-cord tracks; track-soil interface pressure; supporting surface pressure; coordinates of support rollers; track links; idler wheel; vertical forces; elastic base stiffness

For citation: Lapik V.P., Adylin I.P., Kuznetsov A.E., Lapik P.V., Dyachenko A.V., Kubatkina O.V. Study on the soil pressure of a triangular unsprung crawler propulsion system with a supporting bypass wheel and external shock absorption. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2026;28(2):36-46 (In Russ.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-36-46>

Введение

Заготовка кормов для сельскохозяйственных животных производится в основном на пахотных полях, где произрастают сеяные растительные культуры. Естественные кормовые угодья пойменных лугов ценятся высоким питательным качеством и биологической ценностью за счет отлагающихся аллювиальных наносов (наилков) после продолжительного затопливания их тальми весенними водами. Для их уборки применяются кормоуборочные машины, использующие в своих конструкциях колесные движители и гусеничные движители с резиноармированными лентами. Движители с резиноармированными лентами

обладают повышенным буксованием, а на переувлажненных естественных травостоях высокие грунтозацепы уничтожают травостой и корневую систему.

В научно-исследовательских работах и нормативно-технических документах приняты различные системы показателей воздействия гусеничного движителя на почву. Одними из основных требований, предъявляемых к гусеничным машинам, используемым на заготовке кормов на переувлажненных естественных лугах, являются повышенная проходимость, сохранение растительного покрова и корневой системы растений, а также минимальное воздействие на почву [1, 2].

В качестве оценочных показателей уплотняющего воздействия снижения негативного воздействия ходовых систем на почвенный слой используют среднее давление движителей, максимальное давление движителей, максимальное напряжение в деформируемом слое на глубине, уплотняющий показатель воздействия¹ [3], а также влажность, твердость, остаточную вертикальную деформацию почвы и другие характерные свойства опорного основания [4, 5, 6].

Для уборки кормов на переувлажненных почвах мы предлагаем использовать гусеничный движитель с упругими резинокордными траками. Однако для определения эффективности применения треугольного гусеничного движителя с упругими резинокордными траками требуется разработать аналитическую модель, позволяющую обосновать его оптимальные конструктивные параметры.

Цель исследований: разработать физико-математическую модель, оценивающую способность упругих эластичных опорных устройств снижать нагрузки, действующие на опорную ветвь треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом, при взаимодействии его с переувлажненными почвами.

Материалы и методы

Проведен анализ научно-исследовательских работ и существующих конструкций машин для заготовки кормов в различных условиях эксплуатации.

Для снижения негативного воздействия на опорное основание и повышения проходимости по переувлажненным почвам разработана оригинальная конструкция треугольного гусеничного движителя для универсального энергетического средства «Десна – Полесье FH40» (рис. 1) [7].

Результаты и их обсуждение

Для теоретического исследования давления на почву и определения эффективности применения треугольного гусеничного движителя с упругими резинокордными траками в конструкции универсального энергетического средства «Десна – Полесье FH40» необходимо установить его конструктивные элементы.

Конструктивной особенностью рассматриваемого типа гусеничного движителя является неподрессоренная конструкция, имеющая жесткий скелет. Рассмотрим случай, когда положение движителя параллельно опорной поверхности и горизонтально. Ввиду жесткости конструкции нижние точки обводного колеса и опорных катков расположены на одной горизонтали (рис. 2). При этом, благодаря наличию амортизирующих резинокордных траков и податливости почвы, звенья гусеницы могут поворачиваться относительно точек их контакта с опорными катками и обводным колесом. На рисунке 2 центр обводного колеса обозначен через O_0 , центры опорных катков – как O_1, O_2, \dots, O_n . Введем две системы координат: неподвижную относительно движителя, связанную

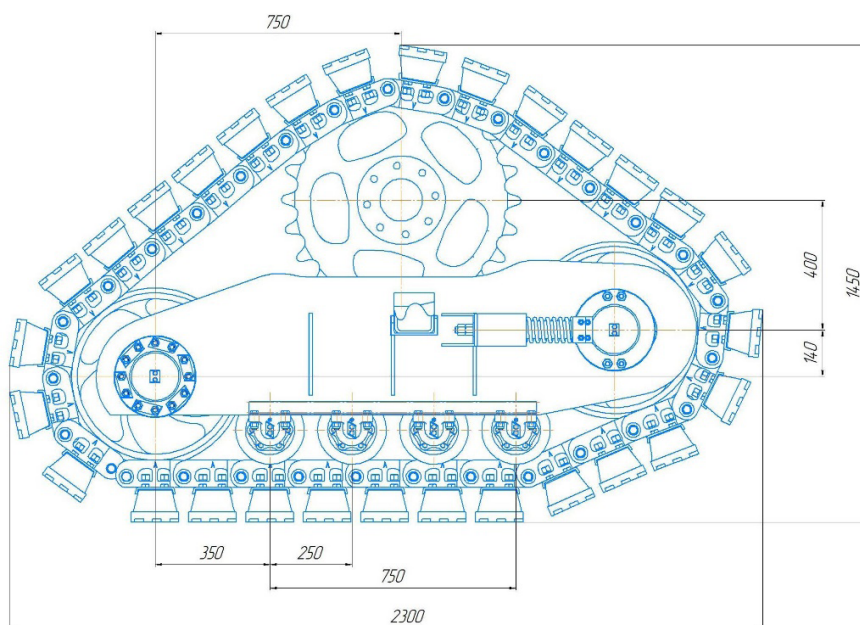


Рис. 1. Конструкция треугольного гусеничного движителя

Fig. 1. Design of the triangular crawler propulsion system

¹ Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай. Агропромиздат, 1985. 304 с

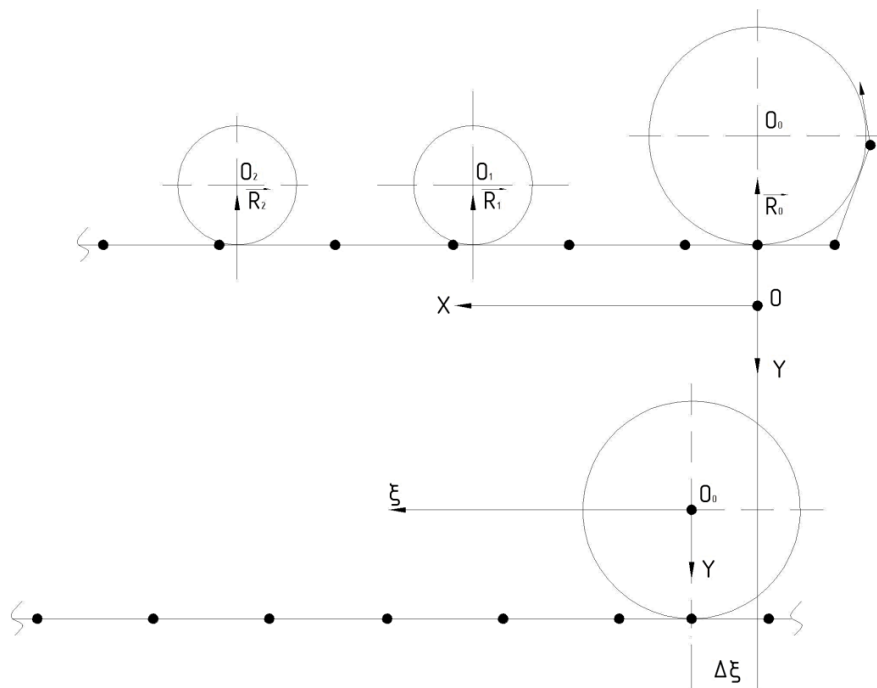


Рис. 2. Системы координат для описания взаимодействия гусеничного движителя с почвой
Fig. 2. Coordinate systems for describing the interaction of the crawler propulsion system with the soil

с центром обводного колеса $O_0(x, y)$ (ось x направлена в сторону движения машины), и неподвижную относительно поверхности качения катков по рельсовой части гусеницы (и относительно почвы, если пренебречь буксованием), связанную с серединой звена, на котором стоит обводное колесо в начальный момент времени (ξ, y) .

Текущая координата точки O_0 в системе координат (ξ, y) –

$$\xi = vt,$$

где v – скорость поступательного движения трактора (если пренебречь буксованием).

Координаты опорных катков в системе координат (x, y) обозначим в соответствии с их порядковыми номерами, отсчитываемыми от обводного колеса: $x_0, x_1, x_2, \dots, x_n$. Их текущие координаты в системе координат (ξ, y) $\xi_i = x_i + v \cdot t$. Очевидно, вдоль

координаты ξ все процессы повторяются с периодом, равным длине звена гусеницы $l_{зв}$.

На катки со стороны поверхности качения действуют реакции $R_0, R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_n$. Эта система сил является статически неопределимой. Для раскрытия неопределенности рассмотрим податливость амортизирующих башмаков и почвы как некоторого упругого основания. На этом основании нижние точки катков могут синхронно перемещаться на одинаковую величину по вертикали, а звенья гусеницы могут поворачиваться относительно точек их контакта с опорными катками и обводным колесом на различные углы. Поэтому реакции R_i различны и изменяются во времени периодически с периодом $l_{зв} / v$, однако не синхронно. Наибольшая жесткость основания имеет место при нахождении оси катка или обводного колеса над серединой очередного преодолеваемого звена гусеницы, а наименьшая – при прохождении им

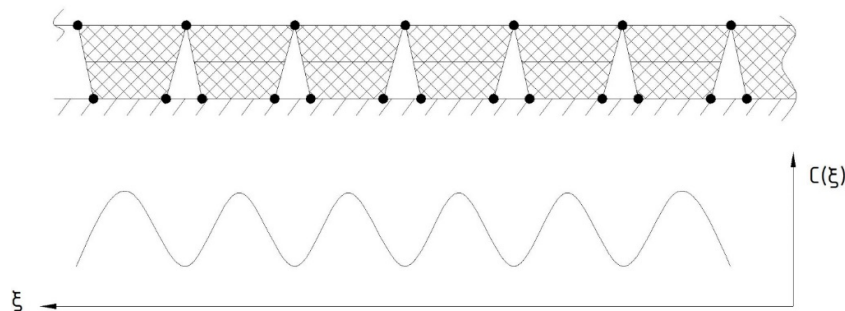


Рис. 3. К определению жесткости условного упругого основания
Fig. 3. Determining the stiffness of a conditional elastic base

шарнира. Таким образом, жесткость основания $C(\xi)$ имеет вид периодической функции (рис. 3).

В дальнейшем через $C(\xi)$ будем обозначать относительную величину жесткости, принимая ее максимальное значение равным ($C(O) = C_{max} = 1$). Абсолютная величина жесткости равна kC , где k – коэффициент жесткости. Однако, как показано дальше, для анализа распределения давления движителя на почву достаточно знать относительную величину жесткости $C(\xi)$.

В дальнейшем предполагаем, что угловые перемещения звеньев гусеницы невелики и точки контакта катков со звеньями находятся вблизи проекции их оси на горизонталь. Если все нижние точки катков и обводного колеса переместились по вертикали на величину Δy под действием вертикальной нагрузки на движитель G , то реакции, действующие на катки, можно определить как

$$R_i(\xi_i) = kC(\xi_i)\Delta y, \tag{1}$$

где $\xi_i = x_i + vt$.

С учетом вертикальной составляющей реакции сминаемого слоя при образовании гусеничным движителем колеи R_{Π} уравнение баланса вертикальных сил имеет вид:

$$\sum R_i(\xi_i) = G - R_{\Pi}. \tag{2}$$

Если пока пренебречь силой R_{Π} , из (2) получаем:

$$\sum kC(\xi_i)\Delta y = G.$$

Поскольку $k\Delta y$ – константа, получаем ее значение в виде:

$$k\Delta y = \frac{G}{\sum C(\xi_i)}.$$

Тогда

$$R_i(\xi_i) = \frac{C(\xi_i)G}{\sum C(\xi_i)}. \tag{3}$$

Наличие здесь силы R_{Π} отражает факт, что сминаемый участок почвы фактически увеличивает длину опорной поверхности гусеницы. При приближенном определении этой силы считаем, что формирование колеи заканчивается под первым набегающим катком. За счет высоты амортизирующего башмака колея формируется не на свободном участке гусеницы криволинейной поверхности натяжного колеса (рис. 4), а под передней поверхностью набегающего опорного катка (обычно глубина колеи не превышает суммы радиуса катка r_k и высоты башмака h_3).

Рассмотрим плоскую задачу вдавливания цилиндра радиусом $r = r_k + h_3$ в почву, используя теорию контактных напряжений Герца. Согласно этой теории распределение давления по дуге контакта гусеницы

с почвой (поверхность гусеницы приближенно считаем непрерывной) имеет вид:

$$p = p_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \tag{4}$$

где a – длина горизонтальной хорды дуги контакта;

$$a = \sqrt{r^2 - (r - h)^2} \approx \sqrt{2rh},$$

где h – глубина колеи.

При этом

$$R_{\Pi} = \pi a p_{max} \approx \pi p_{max} \sqrt{2rh}. \tag{5}$$

Здесь p_{max} – давление под осью набегающего катка (определяется далее, как и для других катков), а глубина колеи определяется по формуле:

$$h = q \frac{m}{\gamma} \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \exp(-\pi tg \varphi) - \frac{km}{\gamma} ctg \varphi \left[1 - \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \exp(-\pi tg \varphi) \right] C, \tag{6}$$

где k – коэффициент, учитывающий наличие дернового покрова почвы ($k \approx 0,1$); m – коэффициент, учитывающий влияние органической компоненты в корнеобитаемом слое почвы ($k \approx 0,5$); φ – угол внутреннего трения в почве; q рекомендуется принимать равным среднему давлению на опорной части гусеницы. Оно будет пропорционально величине $G / BL_{он}$, где B – ширина гусеницы; $L_{он}$ – длина опорной части гусеницы.

Значения коэффициента, учитывающего наличие дернового покрова почвы и коэффициента, учитывающего влияние органической компоненты в корнеобитаемом слое почвы, установлены на основании аналитических и экспериментальных исследований пойменных почв [4, 8].

Таким образом, для учета этой силы достаточно умножить давление под набегающим катком на уменьшающий коэффициент.

Для определения относительной жесткости $C(\xi)$ примем в первом приближении упрощенную схему взаимодействия опорных катков и гусеничной ленты (рис. 5).

Усилие со стороны единичного опорного катка R , приложенное к звену цепи AB на расстоянии $\Delta \xi$ от середины звена – точки O , компенсируется реакцией упругого основания с погонной жесткостью μ на прогиб звена AB и двух соседних звеньев (O_1A и O_2B). При этом подразумевается упругое основание Винклера, то есть основание, состоящее из непрерывного множества отдельных независимых «пружинок», сжимающихся только в вертикальном направлении (касательные и горизонтальные напряжения в таком основании отсутствуют). Это основание

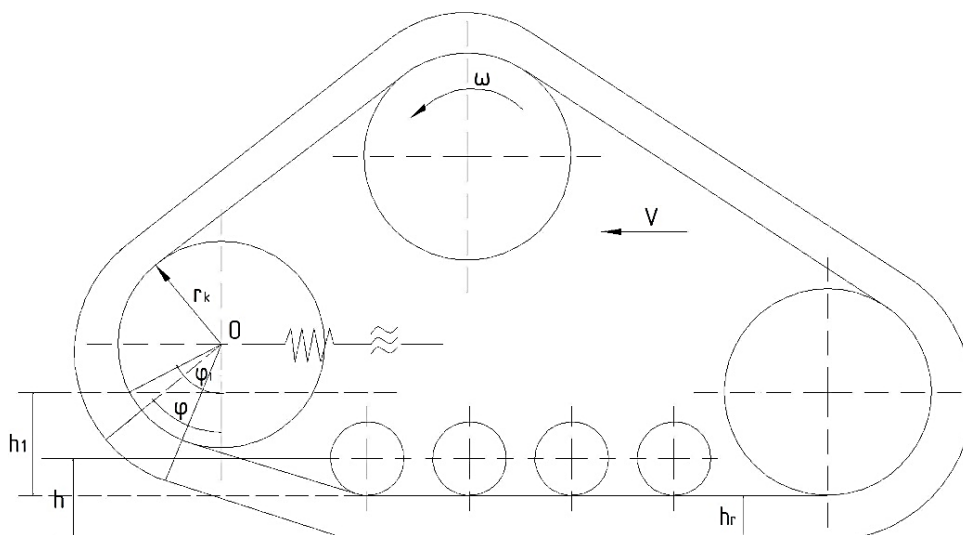


Рис. 4. К определению реакции сминаемого слоя почвы при образовании колес
Fig. 4. Determining the reaction of the crumpled soil layer in track formation

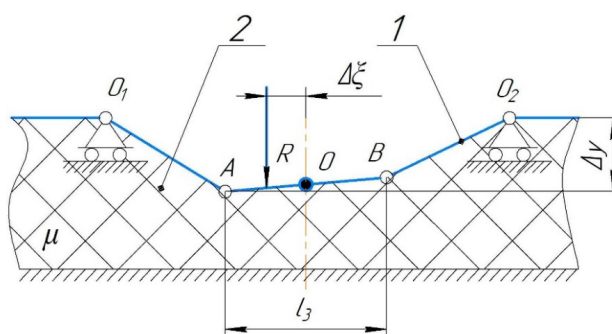


Рис. 5. Расчетная схема взаимодействия опорного катка с гусеничной лентой:
 1 – звено гусеничной цепи; 2 – упругое основание
Fig. 5. Analytic model of the interaction of the support roller with the track belt
 1 – track chain link; 2 – elastic foundation

имитирует как внешнюю амортизацию гусеничной цепи, так и податливость почвы под опорным участком гусеницы. Влиянием натяжения гусеницы на ее горизонтальном опорном участке пренебрегаем – оно будет учтено в дальнейшем на наклонных участках, огибающих крайние опорные катки. Поэтому считаем, что в точках O_1 и O_2 звенья закреплены шарнирно с возможностью свободного перемещения по горизонтали. Влияние других опорных катков в дальнейшем учитывается путем суммирования по принципу суперпозиции. Влияние прогиба более удаленных звеньев гусеничной цепи не изменяет качественной зависимости $R(\Delta\xi)$, незначительно изменяя ее численные параметры. Пренебрежение этим влиянием идет в запас надежности расчета неравномерности распределения давления на почву под гусеничной лентой. Прогиб гусеничной ленты в точке контакта с опорным катком обозначим как Δy . При составлении уравнений равновесия рассматриваемой системы трех звеньев гусеничной цепи заменим звено O_1A силой R_A , действующей со стороны этого звена,

на звено AB в шарнире A , а звено O_2B – силой R_B , действующей со стороны этого звена, на звено AB в шарнире B . Прогибы шарниров A и B обозначим через Δy_A и Δy_B соответственно.

Из условия равенства нулю суммы моментов, действующих на звено O_1A относительно точки O_1 , получаем:

$$R_A l_{3B} = \Delta y_A \mu \frac{1}{2} l_{3B} \frac{2}{3} l_{3B},$$

откуда

$$R_A = \Delta y_A \mu \frac{1}{3} l_{3B}.$$

Аналогично $R_B = \Delta y_B \mu \frac{1}{3} l_{3B}.$

Из условия равенства нулю суммы вертикальных сил, действующих на звено AB , с учетом предыдущих равенств получаем:

$$R = R_A + R_B + \frac{1}{2} (\Delta y_A + \Delta y_B) \mu l_{3B} = \frac{5}{6} (\Delta y_A + \Delta y_B) \mu l_{3B}.$$

Из условия равенства нулю суммы моментов сил относительно точки O –

$$R\Delta x = (R_A - R_B) \frac{1}{2} l_{зв} + \frac{1}{2} l_{зв} (\Delta y_A - \Delta y_B) \mu l_{зв} / 6 = \\ = \frac{1}{4} \mu (l_{зв})^2 (\Delta y_A - \Delta y_B).$$

Кроме того, имеем геометрическую пропорцию:

$$\frac{(\Delta y_A - \Delta y_B)}{(\Delta y - \Delta y_B)} = \frac{\frac{l_{зв}}{2} - \Delta \xi}{\frac{l_{зв}}{2} + \Delta \xi}.$$

Исключив из системы трех последних уравнений величины $(\Delta y_A + \Delta y_B)$ и $((\Delta y_A - \Delta y_B))$, получаем:

$$R = \frac{5}{3} \mu \Delta y l_{зв} \frac{1}{1 + \frac{5w^2}{3}} = R_{max} \frac{1}{1 + \frac{5w^2}{3}}, R(w),$$

где обозначено:

$$R_{max} = \frac{5}{3} \mu \Delta y l_{зв};$$

$$w = \frac{\Delta \xi}{\left(\frac{l_{зв}}{2}\right)}.$$

Очевидно, $R = R_{max}$ при $w = 0$. При движении опорного катка по одному звену гусеницы величина w изменяется от -1 до $+1$. На следующем звене все повторяется.

Таким образом, относительная локальная жесткость основания $C(w)$, воспринимаемая катком, является периодической функцией, составленной из повторяющихся отрезков функции $R(w) / R_{max}$, взятой на интервале $w = -1 \dots +1$. Наибольшее значение относительной жесткости C равно $R(0) / R_{max} = 1$, наименьшее значение относительной жесткости C –

$$R(1) / R_{max} = \frac{1}{(1 + 5/3)} = 0,375.$$

Среднее значение определится интегралом:

$$C_{cp} = \int_0^1 \frac{dw}{1 + \frac{5w^2}{3}} = \sqrt{\frac{3}{5}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{5}{3}} \right) \approx 0,706.$$

С учетом построенных графиков теоретической зависимости относительной жесткости основания от продольной координаты, аппроксимирующей ее функции, линейной аппроксимации эпюры давлений гусеничной цепи на упругое основание и дальнейших преобразований получаем значение давления, приходящееся на точку приложения силы:

$$p_i(x) = f(x) = \frac{6R_i}{l_i \sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{36(x - x_i)^2}{2l_i^2} \right).$$

Подставив в приведенные выше формулы выражения

$$R_i(x_i + vt) = C(x_i + vt) G / \sum C(x_i + vt);$$

$$C(x_i + vt) \approx 0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{зв}} (x_i + vt), \quad (7)$$

получим зависимость давления на почву от переменных x и t . Числитель выражения (7) дает колебания соответствующей силы на основной частоте, а знаменатель – достаточно хаотичную составляющую с небольшой амплитудой колебаний. Если эту сумму усреднить, она будет равна $0,706n$, где n – число опорных катков.

Тогда

$$R_i(x_i + vt) \approx \frac{G}{n} \left(1 + 0,416 \cos \frac{2\pi}{l_{зв}} (x_i + vt) \right),$$

соответствующий максимум давления в вершине функции $p_i(0)$ при $\cos \frac{2\pi}{l_{зв}} (x_i + vt) = 1$ равен $1,2 \frac{2G}{l_i n} 1,416$.

Для определения абсолютного максимума остается выбрать каток с минимальным значением l_i .

Полученные выше зависимости позволяют построить эпюры изменения давления, записываемые датчиками, установленными с интервалом $1/4 l_{зв}$, и найти среднее из максимумов (как это предусмотрено ГОСТ). Для этого нужно построить зависимости $\sum p_i(x)$, принимая 4 разные значения vt с интервалом $1/4 l_{зв}$, найти их максимумы и среднее из максимумов. Можно показать, что эта величина будет равна определенному выше абсолютному максимуму, деленному на 1,416, то есть получается сильно заниженной. Заметим, что данные рассуждения касаются только движителя рассматриваемой конструкции.

Выше не рассматривалось влияние смещения центра давления движителя на почву. Поскольку распределение давлений вдоль движителя все время изменяется, непрерывно перемещается и центр давления. Также не предполагалось, что центр давления незначительно смещается относительно линии действия силы G . Для определения действительного положения центра давления необходимо рассматривать моменты сил реакции R_i . Поскольку в нашем случае максимум давления явно находится в средней по длине части опорной поверхности гусеницы, маловероятно изменение этой величины при перекосе эпюры давлений при смещении центра давления. Это возможно лишь при очень большом смещении.

Определим абсолютный максимум давления под движителем на конкретном примере. При этом будем иметь в виду, что текущая координата x присутствует

в явном виде только в формулах для давления. Величины x_i – это константы – параметры конкретного движителя. Величина $\xi_i = (x_i + vt)$ – функция текущего момента времени, в который рассматривается система сил R_i . В дальнейшем обозначаем через t_j момент времени, когда центр j -того катка находится над серединой очередного звена и, следовательно, создает наибольшее за свое время движения давление. При этом $\cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j) = 1$,

$$\frac{1}{l_{3B}}(x_j + vt_j) = N, \tag{8}$$

где N – любое целое число.

$$R_j = R_{j\max} = \frac{1}{\sum_{i=0}^n \left[0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j) \right]} G. \tag{9}$$

Реакции других катков в этот момент времени –

$$R_i(t_j) = \frac{G}{\sum_{i=0}^n \left[0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j) \right]} \times \left[0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt) \right] \tag{10}$$

При суммировании в знаменателе (9) крайние члены (при $i = 0$ и $i = n$, где n – индекс набегающего катка) нужно прибавлять с коэффициентами 0,5. Однако для корректности увеличим эти коэффициенты, учитывая некоторое участие наклонных участков гусеницы в опирании на почву. В ГОСТ 26954-2019 для этого рекомендуется условно добавлять к опорной длине гусеницы длину одного ее звена. Поэтому добавим по половине длины звена к $l_0 / 2$ и к $l_n / 2$. Таким образом, получим, соответственно, коэффициенты $0,5(1 + l_{3B} / l_0)$ и $0,5(1 + l_{3B} / l_n)$.

Приведем расчет для предлагаемого движителя, показанного на рисунке 1, с длиной звена гусеницы 175 мм. Некоторые расчетные параметры приведены в таблице 1. Расчет жесткостей $C_{ij} = 0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j)$ и их сумм приведен в таблице 2. Для удобства расчетов N принято равным 7 (при этом все t_j для заданных параметров движителя получаются положительными). При суммировании коэффициенты $0,5(1 + l_{3B} / l_0) = 0,75$ и $0,5(1 + l_{3B} / l_n) = 0,85$.

По формулам (9) и (10) и по формуле $p_{i\max} = 1,2 \frac{R_i}{l_i}$ рассчитаны максимумы давления (в единицах G / B ,

Таблица 1

Некоторые расчетные параметры движителя

Table 1

Some calculated parameters of the propulsion system

Параметры движителя	Опорное колесо, 0	Опорное колесо № 1	Опорное колесо № 2	Опорное колесо № 3	Опорное колесо № 4
x_i , м	0	0,35	0,60	0,85	1,10
l_i , м	0,70	0,60	0,50	0,50	0,50
$l_i / 2$, м	0,35	0,30	0,25	0,25	0,25

Таблица 2

Расчет жесткости $C_{ij} = 0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j)$

Table 2

Calculation of stiffness $C_{ij} = 0,706 + 0,294 \cos \frac{2\pi}{l_{3B}}(x_i + vt_j)$

Номер катка над серединой звена j	Реакция под катком, $i = 0$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$	Суммарная жесткость, ΣC_{ij}
0	1	1	0,445	0,880	0,653	3,630
1	1	1	0,445	0,880	0,653	3,630
2	0,440	0,439	1	0,445	0,880	2,962
3	0,892	0,892	0,439	1	0,445	3,378
4	0,640	0,891	0,892	0,439	1	3,553

где B – ширина гусеницы) (табл. 3), а с использованием формулы

$$\sum p_i(x) = \sum \frac{6R_i}{l_i \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{36(x-x_i)^2}{2l_i^2}\right) \quad (11)$$

построены графики распределения давления под опорной частью гусеницы в моменты времени t_j (рис. 6). При определении положения центра

давления гусеничного движителя на почву относительно начала координат $x = 0$ учтем, что

$$x_D = \frac{\sum M_0}{G},$$

то есть равно сумме моментов сил реакции под катками относительно центра обводного колеса O , деленной на сумму этих сил.

Таблица 3

Максимумы давления под центрами катков, p_p , 1/м

Table 3

Maximum pressure values under the roller centers, p_p , 1/m

Номер катка над серединой звена j	Давление под катком $i = 0$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
0	1,10	1,27	0,678	1,34	0,995
1	1,10	1,27	0,678	1,34	0,995
2	0,59	0,69	1,88	0,84	1,66
3	1,02	1,15	0,70	1,60	0,71
4	0,72	1,17	1,41	0,69	1,57

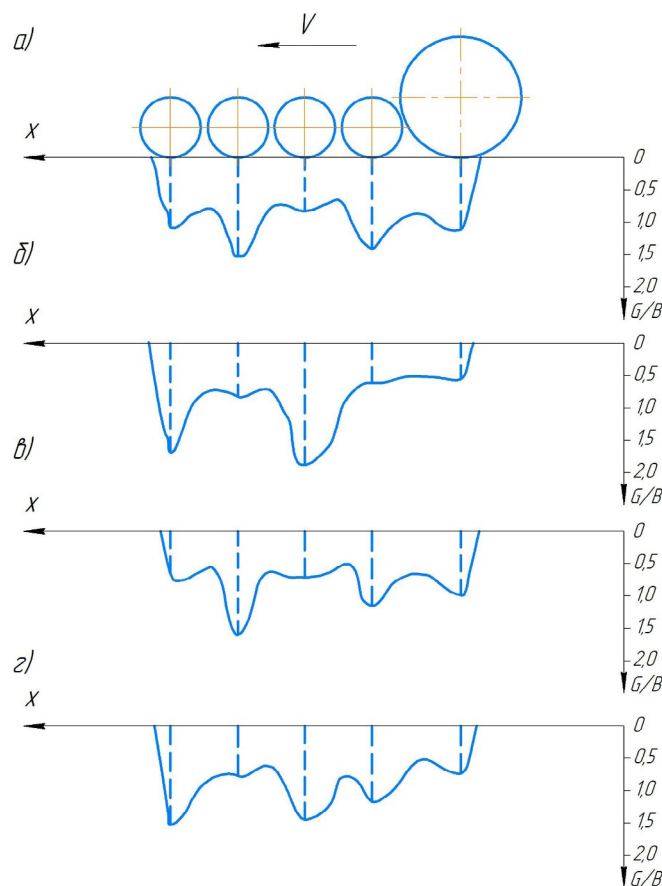


Рис. 6. Эпюры давления под опорной частью движителя для различных моментов времени t_j :

а) $t_j = 0$ или 1; б) $t_j = 2$; в) $t_j = 3$; г) $t_j = 4$

Fig. 6. Pressure plots under the supporting surface of the propulsion system for various time points t_j :

а) $t_j = 0$ or 1; б) $t_j = 2$; в) $t_j = 3$; г) $t_j = 4$

Если в (10) вместо t_j оставить текущее время t , то подставляя результаты в (11), можно создать анимацию изменения эпюры давления $p(x)$ во времени.

Произведя математические исчисления с расстояниями центров катков от начала координат и значений таблицы 2, получаем данные таблицы 3, в которой определено расстояние до центра давления.

Из данных таблицы 3 следует, что абсолютный максимум давления составляет $1,88G/B$ под катком № 2 в момент его прохождения над серединой очередного звена гусеницы и при длине опорной части 1,1 м, середина ее находится на расстоянии 0,55 м, а максимальные отклонения центра давления от нее составляют $\pm 0,084$ м., то есть не превосходят 15%. Данные значения получены по аналитическим зависимостям разработанной физико-математической модели нагрузок, действующих на опорную ветвь треугольного неподрессоренного гусеничного движителя с опорным обводным колесом, с учетом которых построены эпюры давления и определены характеристики давления движителя на почву (рис. 6).

Список источников

1. Бурмистрова О.Н., Чемшикова Ю.М., Григорьев И.В. и др. Теоретическое обоснование параметров средоадаптивного движителя гусеничного вездехода // Системы. Методы. Технологии. 2019. № 3 (43). С. 81-88. EDN: YAJJOYD
2. Okhitin A.A., Lipiec J., Tarkiewicz S., Suda-kov A.V, Deformation of silty loam soil under the tractor tyre. *Soil & Tillage Research*. 1991;19(2-3):187-195. [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(91\)90086-D](https://doi.org/10.1016/0167-1987(91)90086-D)
3. Poddubnyi V.I., Trächtler A., Warkentin A. Soil stresses due to a propulsion unit with a rubber caterpillar track. *Russian Engineering Research*. 2022;42:965968. <https://doi.org/10.3103/S1068798X22100252> EDN: SFZELY
4. Лапик В.П., Адылин И.П., Лапик П.В., Кубаткина О.В. Анализ и определение оценочных показателей воздействия гусеничных движителей на растительный покров и почвы // Вестник Брянской ГСХА. 2025. № 6 (112). С. 48-53. EDN: PNLVLYK
5. Емельянов А.М., Канделя М.В., Шпилев Е.М., Решетник Е.И. Треугольный гусеничный движитель с резиноармированными лентами в схеме зерноуборочного комбайна // Научное обозрение. 2014. № 9-2. С. 356-361. EDN: SZNXOL
6. Поддубный В.И., Трехтлер А., Варкентин А., Хенке К. Механико-математическая модель гусеничного движителя с треугольным обводом для решения задач вертикальной динамики гусеничной машины // Вестник машиностроения. 2020. № 12. С. 26-29. EDN: YJCTCS
7. Адылин И.П., Лапик В.П., Лапик П.В. Гусеничный движитель треугольной форм // Сельский механизатор. 2023. № 1-2. С. 16-17. EDN: ROXLIP
8. Стрельцов В.В., Лапик В.П., Адылин И.П. Характер формирования переувлажненной пойменной почвы гусеничным движителем с резиноармированными гусеницами // Научное обозрение. 2014. № 8-1. С. 30-33. EDN: ТВВМIX

Представленные на рисунке 6 эпюры показывают отсутствие значительных пиков давления, которые и формируют глубину колеи на переувлажненных почвах. Распределение давления по длине гусеничного движителя показывает демпфирующие способности применяемых резинокордных траков, что соответствует результатам работы [4] и конструкции движителя в целом [7].

Выводы

Формирование давления движителя на почву можно описать как взаимодействие двух процессов с гармонической функцией в неподвижной относительно почвы системе координат и с последовательностью импульсов в подвижной, связанной с движителем. Анализ эпюр давления показывает минимизацию пиков давления под опорными колесами движителя, наибольшее давление на опорное основание имеет место при нахождении оси катка или обводного колеса над серединой звена гусеницы, а наименьшее – при прохождении им шарнира. Разработанная физико-математическая модель позволит установить оптимальные конструктивные параметры гусеничного движителя.

References

1. Burmistrova O.N., Chemshikova Yu.M., Grigoriev I.V., Kunitskay O.A., Tamby A.A. Theoretical justification of the parameters of environmentally acceptable motor of a tracked all-terrain vehicle. *Systems. Methods. Technologies*. 2019;3(43):81-88. (In Russ.)
2. Okhitin A.A., Lipiec J., Tarkiewicz S., Suda-kov A.V, Deformation of silty loam soil under the tractor tyre. *Soil & Tillage Research*. 1991;19(2-3):187-195. [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(91\)90086-D](https://doi.org/10.1016/0167-1987(91)90086-D)
3. Poddubnyi V.I., Trächtler A., Warkentin A. Soil stresses due to a propulsion unit with a rubber caterpillar track. *Russian Engineering Research*. 2022;42:965968. <https://doi.org/10.3103/S1068798X22100252>
4. Lapik V.P., Adylin I.P., Lapik P.V., Kubatkina O.V. Analysis and determination of evaluation indicators of the impact of tracked running gear systems on vegetation cover and soil. *Vestnik Bryanskoy GSKhA*. 2025;6:48-53. (In Russ.)
5. Emelyanov A.M., Kandelya M.V., Shpilev E.M., Reshetnik E.I. Triangular caterpillar mover with rubber-reinforced bands in the scheme of a grain harvesting combine. *Nauchnoe obozrenie*. 2014;9-2:356-361. (In Russ.)
6. Poddubnyi V.I., Trekhthler A., Varkentin A., Khenke K. Mechanical and mathematical model of a caterpillar drive with a triangular contour for solving problems of vertical dynamics of a tracked vehicle. *Vestnik mashinostroeniya*. 2020;12:26-29. (In Russ.)
7. Adylin I.P., Lapik V.P., Lapik P.V. Caterpillar propulsion triangular shape. *Selskiy mekhanizator*. 2023;1-2:16-17. (In Russ.)
8. Streltsov V.V., Lapik V.P., Adylin I.P. Nature of over-moisturized floodplain soil deformation with a caterpillar mover with rubber reinforced caterpillars. *Nauchnoe obozrenie*. 2014;8-1:30-33. (In Russ.)

Информация об авторах

- ¹ **Лапик Владимир Павлович**, д-р техн. наук, профессор кафедры технических систем в агробизнесе и дорожном строительстве; V.P. Lapick@mail.ru[✉]; SPIN-код: 7424-8509
- ² **Адылин Иван Петрович**, канд. техн. наук, доцент кафедры технических систем в агробизнесе и дорожном строительстве; ivanpetrovich@adylin.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4735-1935>; SPIN-код: 1996-5243
- ³ **Кузнецов Андрей Евгеньевич**, Министр промышленности Республики Беларусь kuznetsov@bryanskselmash.ru
- ⁴ **Лапик Павел Владимирович**, инженер; pasha_lapik@mail.ru
- ⁵ **Дьяченко Антон Вячеславович**, канд. техн. наук, доцент кафедры технических систем в агробизнесе и дорожном строительстве; avdyachenkoo@mail.ru; SPIN-код: 9509-0997
- ⁶ **Кубаткина Ольга Вячеславовна**, старший преподаватель кафедры автоматизации, физики и математики; olgadyachenk@yandex.ru; SPIN-код: 7379-5775
- ^{1,2,5,6} Брянский государственный аграрный университет; 243365, Российская Федерация, Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино, ул. Советская, 2а
- ³ Министерство промышленности Республики Беларусь; 220033, Республика Беларусь, г. Минск, Партизанский проспект, 2, корп. 4
- ⁴ АО «Транснефть Дружба»; 241020, Российская Федерация, г. Брянск, ул. Уральская, 113

Вклад авторов

Лапик В.П. – концептуализация, администрирование проекта; Адылин И.П. – создание окончательной версии (доработка) рукописи и ее редактирование; Кузнецов А.Е. – методология, создание черновика рукописи; Лапик П.В. – визуализация; Дьяченко А.В. – визуализация; Кубаткина О.В. – визуализация.

Статья поступила 09.10.2025, после рецензирования и доработки 20.03.2026, принята к публикации 26.03.2026

Author Information

- Vladimir P. Lapik**¹, DSc (Eng), Professor, the Department of Technical Systems in Agribusiness and Road Construction, <https://orcid.org/0000-0003-4735-1935>; V.P. Lapick@mail.ru[✉]
- Ivan P. Adylin**², CSc (Eng), Associate Professor, the Department of Technical Systems in Agribusiness and Road Construction; <https://orcid.org/0000-0003-4735-1935>; ivanpetrovich@adylin.ru
- Andrey E. Kuznetsov**³, Minister of Industry of the Republic of Belarus, kuznetsov@bryanskselmash.ru
- Pavel V. Lapik**⁴, Engineer, pasha_lapik@mail.ru
- Anton V. Dyachenko**⁵, CSc (Eng), Associate Professor, the Department of Technical Systems in Agribusiness and Road Construction; avdyachenkoo@mail.ru
- Olga V. Kubatkina**⁶, Senior Lecturer, the Department of Automation, Physics and Mathematics; olgadyachenk@yandex.ru
- ^{1,2,5,6} Bryansk State Agrarian University; 243365, Russian Federation, Bryansk Region, Vygonichi district, Kokino, Sovetskaya Str. 2a
- ³ Ministry of Industry of the Republic of Belarus; Republic of Belarus, Minsk, Partizansky Ave., 2, Bld 4
- ⁴ Transneft Druzhba AO; 241020, Russian Federation, Bryansk, Uralskaya Str., 113

Author Contribution

Lapik V.P. – conceptualization, project administration; Adylin I.P. – writing – review and editing of the manuscript; Kuznetsov A.E. – methodology, writing – original draft; Lapik P.V. – visualization; Dyachenko A.V. – visualization; Kubatkina O.V. – visualization.

Received 09.10.2025; Revised 20.03.2026; Accepted 26.03.2026