

УДК 630*

DOI: 10.15393/j2.art.2024.7743

Статья

Результаты вычислительного эксперимента по определению оптимальных параметров и показателей работы колёсно-гусеничного движителя лесной машины

Дмитриев Александр Сергеевич

ассистент, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Российская Федерация), dmitriev.nauka@mail.ru

Должиков Илья Сергеевич

кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Российская Федерация), idolzhikov222@mail.ru

Куницкая Ольга Анатольевна

доктор технических наук, профессор, Арктический государственный агротехнологический университет (Российская Федерация), ola.ola07@mail.ru

Дьяченко Владимир Михайлович

аспирант, Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна (Российская Федерация), Volodya.Dyachenko1986@mail.ru

Хитров Егор Германович

доктор технических наук, доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (Российская Федерация), yegorkhitrov@gmail.com

Кривошеев Андрей Александрович

аспирант, Ухтинский государственный технический университет (Российская Федерация), ugtukrivosheev@mail.ru

Получена: 4 марта 2024 / Принята: 15 октября 2024 / Опубликовано: 2 ноября 2024

Аннотация: При проведении малообъёмных лесозаготовок в России обычно используют машины, созданные на базе колёсных сельскохозяйственных тракторов малого и среднего класса тяги. Эти тракторы при своей сравнительно низкой стоимости в приобретении и эксплуатации обладают хорошей надёжностью и значительной универсальностью, которая заключается в том,

что их можно использовать не только на лесосечных и лесохозяйственных работах, но и для коммунального хозяйства, и собственно сельскохозяйственных работ, что обеспечивает их круглогодичную эффективную эксплуатацию. Однако при работе в сложных условиях — на глубоком снеге, при слабонесущих почвогрунтах, на подъёмах таким тракторам не хватает тягового усилия. В этой связи в сельскохозяйственном производстве разработан и успешно используется достаточно простой способ перевода колёсных тракторов на полугусеничный ход. Это обеспечивает существенное увеличение их проходимости в сложных условиях эксплуатации, повышение силы тяги и существенную экономию топлива. В данной статье представлены результаты вычислительного эксперимента, в задачи которого входило (на основании ранее разработанной и исследованной математической модели обоснования оптимальных параметров колёсно-гусеничного движителя лесной машины) определить оценку глубины образующейся колеи, тягово-цепных свойств движителя и требуемой мощности при заданных свойствах почвогрунта и варьировании нагрузки со стороны колёсного и гусеничного движителя.

Ключевые слова: полугусеничный ход; лесозаготовка; лесные машины; трелёвка; образование колеи; коэффициент буксования; лесные почвогрунты; вычислительный эксперимент

DOI: 10.15393/j2.art.2024.7743

Article

The results of a computational experiment to determine the optimal parameters and performance indicators of a wheeled-caterpillar mover of a forest machine

Alexander Dmitriev

assistant, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Russian Federation), dmitriev.nauka@mail.ru

Ilya Dolzhikov

Ph. D. in engineering, associate professor, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (Russian Federation), idolzhikov222@mail.ru

Olga Kunitskaya

D. Sc. in engineering, professor, Arctic State Agrotechnological University (Russian Federation), ola.ola07@mail.ru

Vladimir Dyachenko

Ph. D. student, Saint Petersburg State University of Industrial Technology and Design (Russian Federation), Volodya.Dyachenko1986@mail.ru

Egor Khitrov

D. Sc. in engineering, associate professor, Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University (Russian Federation), yegorkhitrov@gmail.com

Andrey Krivosheev

Ph. D. student, Ukhta State Technical University (Russian Federation), ugtukrivosheev@mail.ru

Received: 4 March 2024 / Accepted: 15 October 2024 / Published: 2 November 2024

Abstract: In Russia low-volume logging is performed with machines based on wheeled agricultural tractors of small and medium traction. These tractors have low cost of purchase and operation and are reliable and versatile because they can be used for not only logging and forestry work, but also for community services and agricultural work thus ensuring their year-round efficient operation. However, such tractors feature insufficient tractive force when working in difficult conditions: on deep snow, weak soils or on the rise. In this regard, a rather simple method of converting a wheeled tractor to a semi-crawler unit has been developed and successfully used in agricultural

production. This provides a significant increase in their cross-country ability in difficult operating conditions, increased traction, and significant fuel savings. This article presents the results of a computational experiment based on a previously developed and researched mathematical model for substantiating the optimal parameters of a wheeled and caterpillar mover of a forest machine. The purpose of the experiment was to determine and evaluate the depth of the formed track, traction properties of the mover and the required power for given soil properties and varying loads from the wheeled and tracked mover.

Keywords: half-track running; logging; forest machines; skidding; track formation; slip coefficient; forest soils; computational experiment

1. Введение

В Российской Федерации подавляющее большинство лесопользователей по годовым объёмам работ относятся к мелким и малообъёмным. Они выполняют работы по заготовке древесины, лесовосстановлению, другим лесохозяйственным мероприятиям, включая подряды в рамках компенсационного лесовосстановления [1—4]. Такие лесопользователи в основном, помимо лесосечных и лесовосстановительных работ, занимаются другими подрядными работами, включая сельское хозяйство. При этом обычно используются системы машин на базе наиболее широко распространённых колёсных сельскохозяйственных тракторов малого и среднего класса тяги [5—8]. Они достаточно дешёвые в приобретении и обслуживании, могут быть перемещены своим ходом между рабочими участками. В Российской Федерации это, в основном, колёсные тракторы Минского тракторного завода, широко известные под аббревиатурой МТЗ. Очень часто можно услышать мнение потребителей, что по соотношению цена/качество — это лучшие тракторы на российском рынке.

Но в сложных условиях эксплуатации (глубокий снежный покров, слабонесущие почвогрунты, потребность в большой силе тяги на крюке, например, при работе с плугом и бороной) эти тракторы в своей колёсной версии «не тянут» [9]. Для решения этой проблемы разработано и успешно используется в России и за рубежом достаточно простое техническое решение, позволяющее в короткое время и без больших затрат переоборудовать ходовую часть колёсного трактора в полугусеничный ход, когда передний мост трактора остаётся колёсным, а задний становится гусеничным (фото 1).



Фото 1. Трактор МТЗ с полугусеничным движителем (фронтальный погрузчик)
[фото авторов]

Photo 1. MTZ tractor with a semi-crawler mover (front loader)

Благодаря использованию такого технического решения у трактора существенно снижается давление на поверхность движения и повышается крюковая сила тяги [10]. Это значительно повышает его эксплуатационные возможности для применения на лесосечных и лесохозяйственных работах, используя такую комбинированную ходовую часть как базу для различных специальных лесных машин (фото 2).



Фото 2. Форвардер на базе трактора на полугусеничном ходу [фото авторов]

Photo 2. Forwarder based on a semi-crawler unit

Возможность быстрой смены колёсного хода на полугусеничный и обратно позволяет перемещать такую лесную машину своим ходом между делянками, не затрачиваясь на тягач и трал. Для мелких и малообъёмных лесозаготовительных предприятий это очень большое преимущество, поскольку, обычно, они имеют дело с небольшими по площади и рассредоточенными по лесному массиву делянками [1—4]. Повышение крюковой силы тяги позволяет лесной машине даже на базе трактора малого класса тяги работать с лесным плугом, например, при создании обязательных минерализованных полос вокруг лесных культур при искусственном лесовосстановлении [11—14].

Поскольку в настоящее время на практике большая часть тракторов МТЗ на полугусеничном ходу используется на трелёвке в качестве форвардеров (сортиментоподборщиков) в тяжёлых условиях эксплуатации — глубокий снег, слабонесущие почвогрунты, для хороших условий эксплуатации на базе полугусеничных лесных машин возможно создавать бесчokerные трелёвочные тракторы или даже универсальные трелёвщики, также называемые комбитрелёвщики, по примеру колёсного трактора HSM208F Combi компании HSM Hohenloher Spezial-Maschinenbau GmbH, одновременно совмещающего в своей конструкции возможности форвардера и бесчokerного трелёвочного трактора [15]. Такие небольшие и при этом достаточно маневренные тракторы, помимо лесосечных работ на малообъёмных рубках спелых и перестойных насаждений, могут успешно использоваться на рубках ухода за лесом и при машинной очистке лесосек от порубочных остатков [16—21].

2. Материалы и методы

В публикации [22] представлены результаты теоретических исследований, посвящённых разработке математической модели для обоснования оптимальных параметров колёсно-гусеничного движителя лесной машины. Большое число входных параметров данной модели и нелинейные связи учитываемых в ней величин объясняют сложность проведения расчётов. В работе [23] отмечается, что при теоретическом исследовании колееобразования и проходимости техники объектом исследования фактически становится сама математическая модель, предметом — числовые значения изучаемых параметров и их связи с входными параметрами.

Новизна результатов, представленных в данной статье, состоит в комплексности оценки колееобразования и тягово-сцепных свойств комбинированного движителя, выполняемой с учётом различия геометрических параметров пятен контакта, времени воздействия и величины нагрузки на грунт со стороны колёсной и гусеничной пары лесной полугусеничной машины.

Для проведения вычислительного эксперимента нами подготовлены семь компьютерных программ на языке программирования Python. Программы позволяют:

- Выполнить оценку глубины образующейся колеи, тягово-сцепных свойств движителя и требуемой мощности при заданных свойствах почвогрунта и варьировании нагрузки со стороны колёсного и гусеничного движителя. Программы предназначены для обоснования допустимой нагрузки на почвогрунт со стороны движителя.
- Выполнить оценку тягово-сцепных свойств и требуемой мощности при заданной глубине колеи, образовавшейся в результате прохода колёсного и гусеничного движителя, и варьировании свойств почвогрунта. Программы предназначены для обоснования параметров движителей, обеспечивающих проходимость машины при соблюдении условий об ограничении глубины образующейся колеи.
- Изучить влияние переменного коэффициента буксования при заданных параметрах движителя и почвогрунта на оценку тягово-сцепных свойств колёсного и гусеничного движителя. Как правило, в расчётах принимают коэффициент буксования как входной параметр [23]. Однако до настоящего времени подробно связь буксования и тягово-сцепных свойств не изучена. В нашей работе программы использованы на предварительном этапе при подборе параметра S — коэффициента буксования. Установлено, что для лесных почвогрунтов средней прочности и слабонесущих лесных почвогрунтов максимальные оценки сцепления отмечаются при $S < 0,2$. Таким образом, при входном параметре $S = 0,2$ теоретические оценки сцепных свойств движителей не будут завышены. Кроме того, отдельные программы необходимы для определения максимальных коэффициентов сцепления и тяги в дальнейших исследованиях.

- Обосновать допустимую нагрузку со стороны гусеничного движителя, проходящего вслед за колёсным, с учётом ограничения суммарной глубины колеи при заданных свойствах лесного почвогрунта и варьировании нагрузки со стороны колёсного движителя.
- Определить общий допустимый вес комбинированной машины с учётом распределения нагрузки между колёсной и гусеничной парами.

3. Результаты

3.1. Результаты расчётов для колёсного движителя

Разработка программ отдельно для изучения показателей работы колёсного и гусеничного движителя выполнена по причине существенных различий двух рассматриваемых случаев. Эластичность колёсного движителя вызывает изменение длины пятна контакта непосредственно в процессе образования колеи, причём в расчётах необходим учёт как параметров движителя, так и почвогрунта.

Для доказательства этого обстоятельства приведём результаты расчётов (рисунок 1). График иллюстрирует изменение параметра J , учитывающего влияние формы пятна контакта (соотношения сторон) на распространение сжимающего напряжения по глубине массива почвогрунта — уравнение (1). Формула, позволяющая учесть время действия нагрузки и возможную потерю несущей способности почвогрунта [24], [25]:

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

где p_s — несущая способность почвогрунта, K — параметр, зависящий от физико-механических свойств и используемой реологической модели почвогрунта, учитывающий время воздействия движителя на почвогрунт, коэффициенты J , a — параметры, учитывающие соотношение усреднённой ширины и длины пятна контакта, H — мощность деформируемого слоя почвогрунта (глубина распространения деформаций либо толщина деформируемого слоя почвогрунта).

Результаты расчёта получены для почвогрунта II категории прочности (почвогрунт средней прочности), $E = 1,0$ МПа, параметры движителя: $b = 0,7$ м, $d = 1,333$ м, $p_w = 0,35$ МПа, $H_T = 0,75b$, $w = \operatorname{var}$, $t_{rp} = 0,14$ м, $S = 0,2$, $\alpha = 0^\circ$.

Пример показывает, что параметр J , включаемый в одну из основных формул математической модели, изменяется ориентировочно на 40 % в процессе образования колеи до 20—25 см.

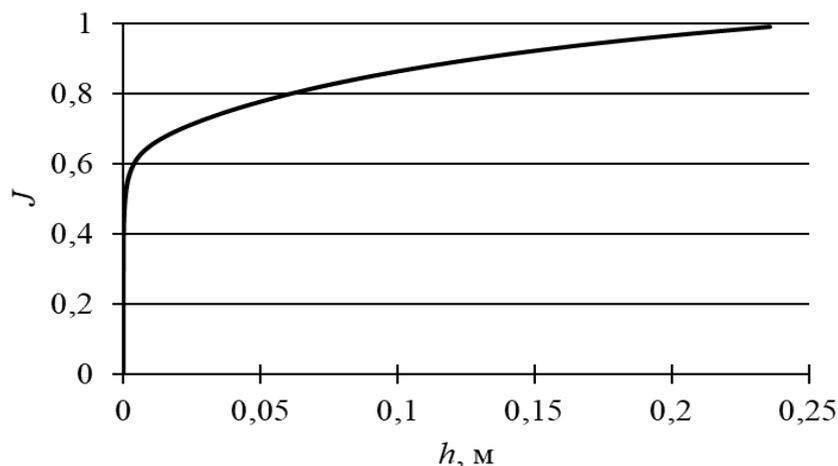


Рисунок 1. Изменение параметра, учитывающего соотношение сторон пятна контакта колёсного движителя с почвогрунтом, по мере увеличения глубины образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 1. Changing the parameter that takes into account the aspect ratio of the contact spot of the wheel mover with the soil, as the depth of the formed track increases

Переменная длина пятна контакта эластичного колеса с почвогрунтом заметно влияет и на оценку p среднего давления движителя по пятну контакта. На рисунке 2 приведены результаты расчёта среднего давления при варьировании веса w , отнесённого к единичному колёсному движителю (исходные данные те же).

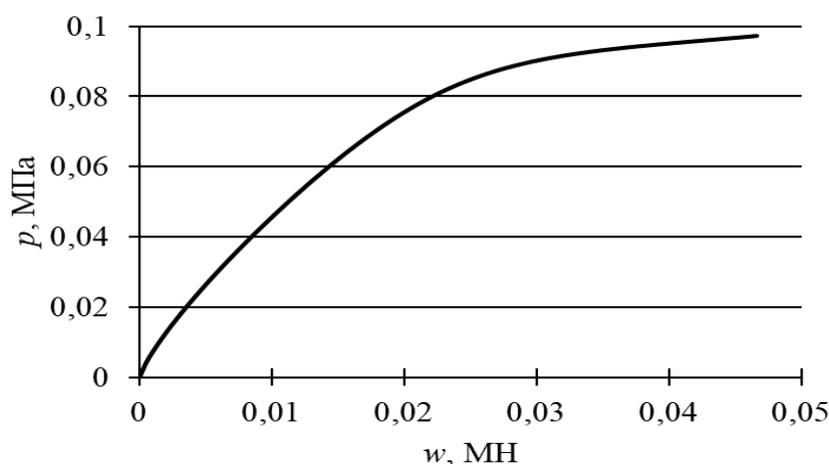


Рисунок 2. Изменение среднего давления колёсного движителя по пятну контакта при увеличении нагрузки, отнесённой к единичному движителю [рисунок авторов]

Figure 2. The change in the average pressure of the wheel mover along the contact spot with an increase in the load attributed to a single mover

Кроме того, несущая способность почвогрунта также переменна в процессе образования колеи [23—25]. Коэффициенты J_1, J_3 в формуле (2) учитывают влияние соотношения длины l и ширины b пятна контакта на несущую способность, пример результатов расчёта приведён на рисунке 3.

$$J_1 = \frac{l}{l + 0,4b}, \quad J_3 = \frac{l + b}{l + 0,5b'} \quad (2)$$

Отметим, что с глубины колеи ориентировочно 0,1 м расчётное значение несущей способности стабилизируется и в рассмотренном примере составляет ориентировочно 10 % от значения модуля деформации E .

Пример результатов расчёта глубины образующейся колеи h при варьировании нагрузки w , отнесённой к единичному колёсному движителю, представлен на рисунке 4.

Важно отметить, что связь веса w и глубины колеи h нелинейна, однако в приведённом примере поведение функции $h(w)$ сравнительно стабильно, что можно объяснить увеличением площади пятна контакта колеса с почвогрунтом.

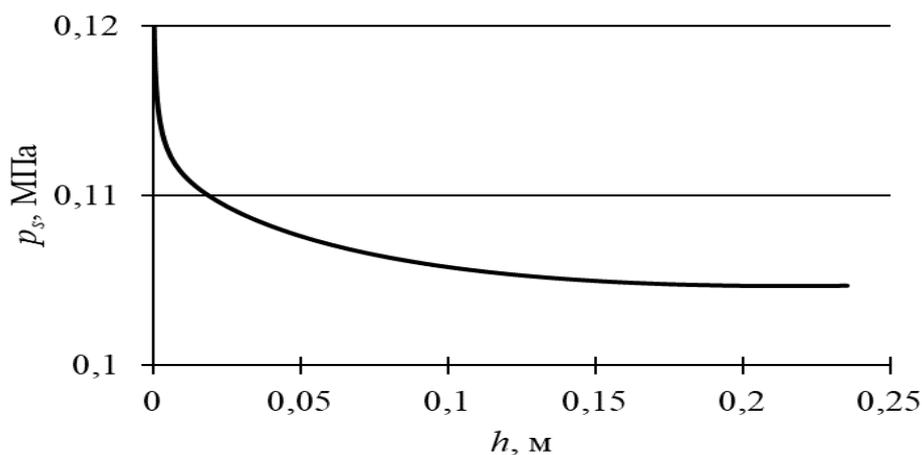


Рисунок 3. Изменение расчётной величины несущей способности почвогрунта, находящегося под воздействием колёсного движителя, по мере увеличения глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 3. The change in the calculated value of the bearing capacity of the soil under the influence of the wheel mover with the increasing depth of the track

Более резкое изменение отмечается для функции среднего давления p от h (рисунок 5, исходные данные для расчёта прежние).

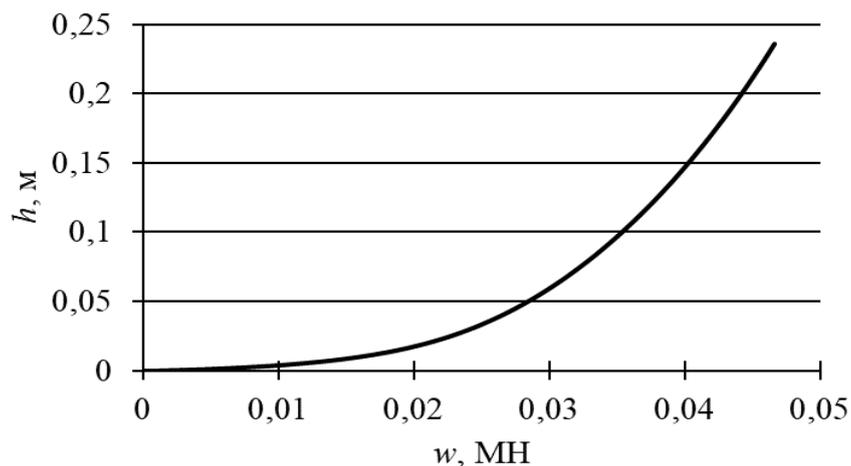


Рисунок 4. Результаты расчёта глубины колеи при изменении нагрузки [рисунок авторов]

Figure 4. The results of calculating the depth of the track when the load changes

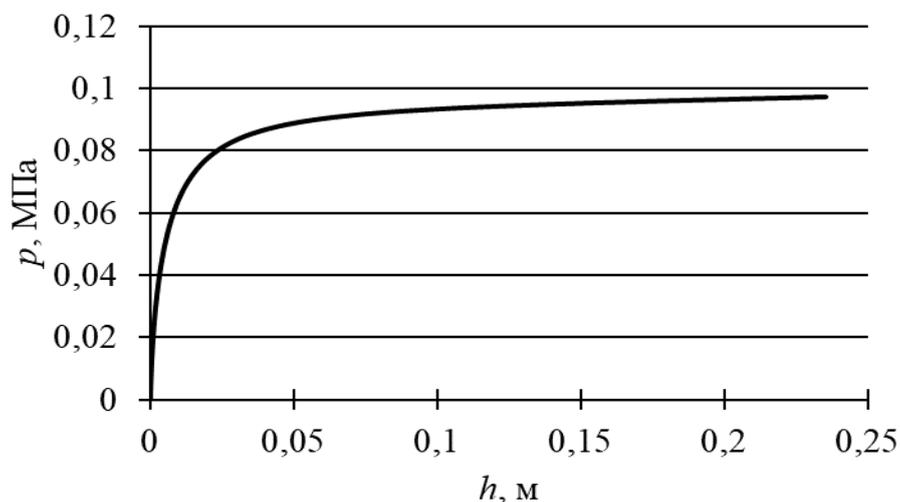


Рисунок 5. Результаты оценки связи среднего давления по пятну контакта и глубины образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 5. The results of the evaluation of the relationship between the average pressure on the contact spot and the depth of the formed track

С определённого значения отмечается резкое изменение глубины колеи при сравнительно небольшом увеличении среднего давления. Такой характер связи присутствует при среднем давлении p , близком к оценке несущей способности p_s .

Резкое изменение оценки коэффициента сопротивления движению φ_R также отмечается при среднем давлении по пятну контакта p , близком к несущей способности p_s (рисунок 6).

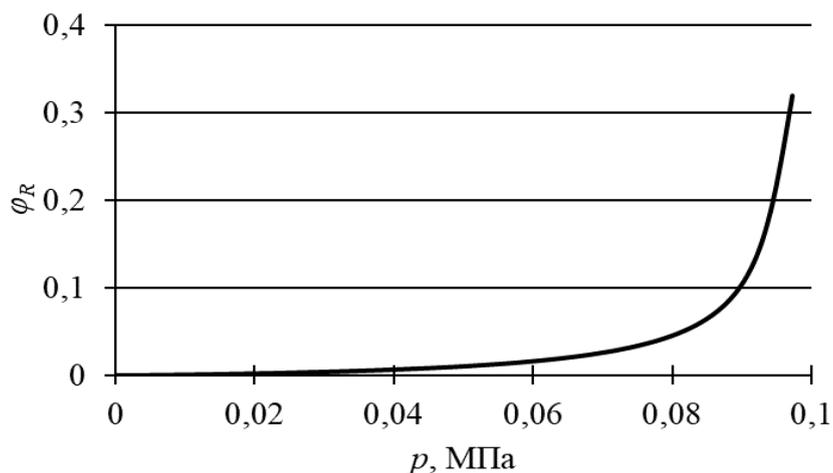


Рисунок 6. Результаты расчёта коэффициента сопротивления движению в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 6. The results of calculating the coefficient of resistance to movement depending on the average pressure along the contact spot

На основе расчётных данных о коэффициенте сопротивления движению получим и приведём на рисунке 7 оценку мощности двигателя N (по отношению к единичному колёсному движителю), при которой обеспечивается поступательное движение машины со средней скоростью $v = 5$ км/ч.

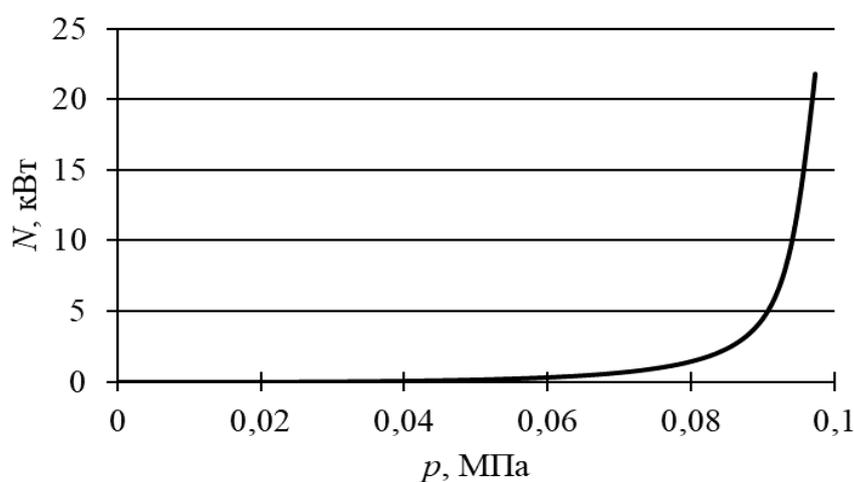


Рисунок 7. Мощность двигателя, отнесённая к единичному движителю, требуемая для движения машины с поступательной скоростью 5 км/ч [рисунок авторов]

Figure 7. The engine power attributed to a single engine required to move the machine at a forward velocity of 5 km/h

Стабильнее изменяется оценка коэффициента сцепления. Пример результатов расчёта, выполненного при прежних исходных данных, представлен на рисунке 8.

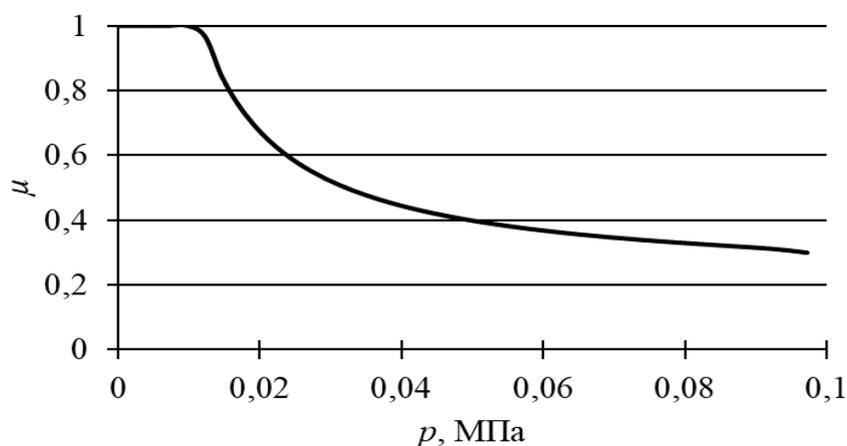


Рисунок 8. Результаты расчёта коэффициента сцепления в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 8. The results of the calculation of the coefficient of adhesion depending on the average pressure on the contact spot

С точки зрения практики информативнее оценка коэффициента тяги φ_P . Для указанной величины отмечается нулевое значение при давлении, близком к несущей способности почвогрунта, рисунок 9.

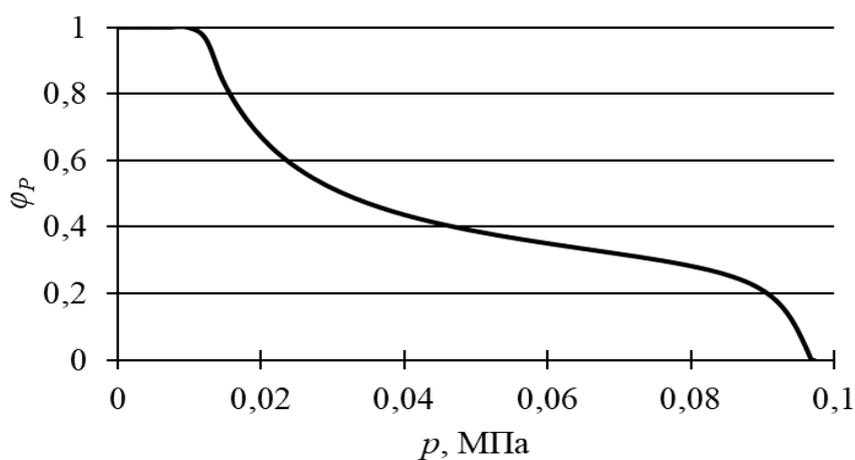


Рисунок 9. Результаты расчёта коэффициента тяги в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 9. The results of calculating the thrust coefficient depending on the average pressure along the contact spot

Анализ полученных расчётных данных для колёсного движителя показывает, что использование среднего давления по пятну контакта p не вполне удобно с точки зрения практики. Ввиду изменчивости свойств лесного почвогрунта, многообразия конструктивных параметров движителя, наличия дополнительных факторов, не включённых в теоретические модели на настоящем этапе исследований, точная оценка длины пятна контакта l и среднего давления p едва ли возможна и целесообразна.

Результаты, полученные при расчёте глубины колеи h при изменении давления p , прогнозируют определённый диапазон изменения p , соответствующий резкому изменению h . При этом оценки тягово-сцепных свойств, получаемые при моделировании, свидетельствуют, что при глубине колеи ориентировочно 0,2 м колёсный движитель теряет проходимость. Резко увеличивается и расчётное значение мощности N , обеспечивающей поступательное движение машины.

Это обстоятельство хорошо согласуется с известной практической рекомендацией [26—28], заключающейся в подборе параметров движителя таким образом, чтобы в заданных почвенно-грунтовых условиях ограничить глубину колеи определённым «пороговым» значением (20 см [29—31]). Причём в представленном примере (рисунок 5) отмеченному пороговому значению соответствует диапазон среднего давления $p = 0,08—0,10$ МПа, что составляет ориентировочно 80 % оценки p_s .

Рассмотрим результаты сопоставления расчётных данных для глубины колеи h и тягово-сцепных свойств колёсного движителя (рисунки 10—12), а также мощности N (рисунок 13). Исходные данные для иллюстрации оставим прежними.

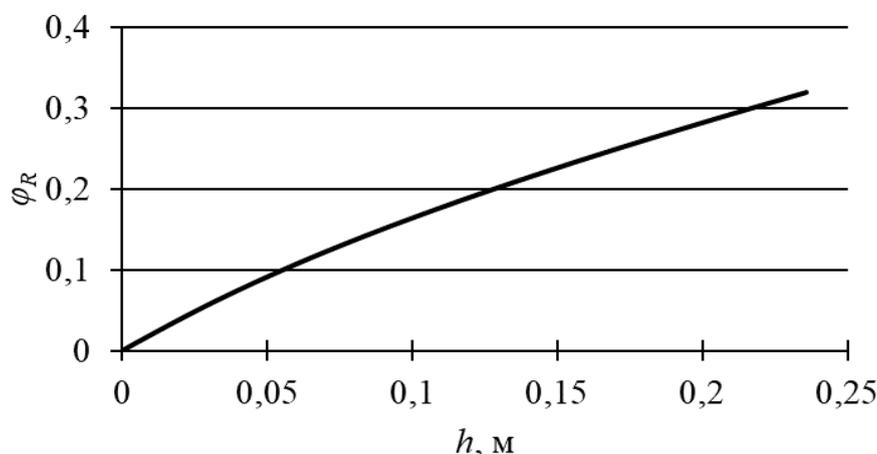


Рисунок 10. Сопоставление коэффициента сопротивления движению и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 10. Comparison of the coefficient of resistance to movement and the depth of the track

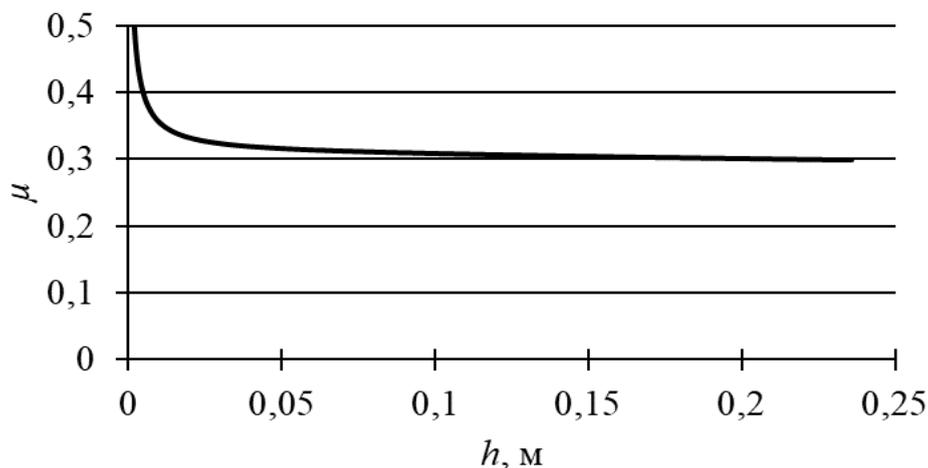


Рисунок 11. Сопоставление коэффициента сцепления и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 11. Comparison of the coefficient of adhesion and the depth of the track

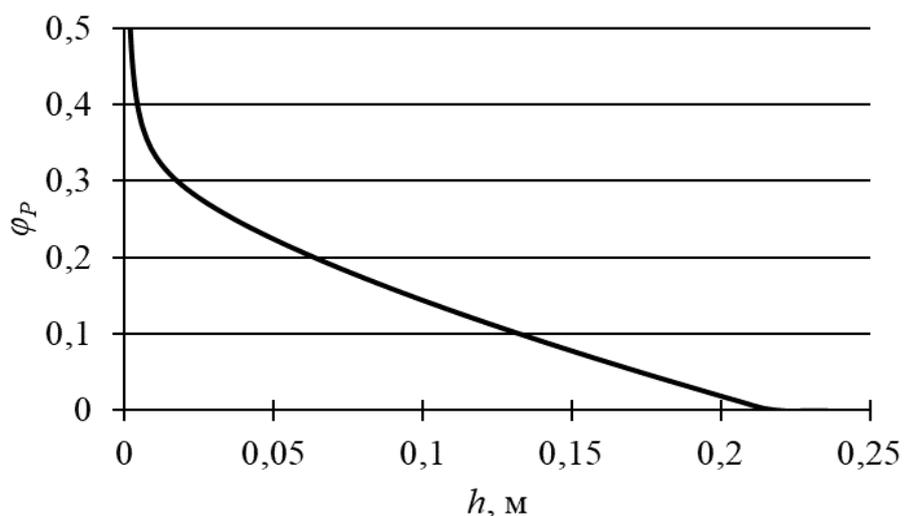


Рисунок 12. Сопоставление коэффициента тяги и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 12. Comparison of traction coefficient and track depth

Отметим практически линейные связи полученных расчётных значений с глубиной колеи h . Потеря проходимости отмечается при глубине колеи свыше 0,2 м. Таким образом, задавшись допустимым значением глубины колеи, с точки зрения практики удобно обосновать диапазон нагрузки, в котором $h < h_{\text{крит}}$, а дальнейшее обоснование параметров движителя вести относительно глубины колеи h .

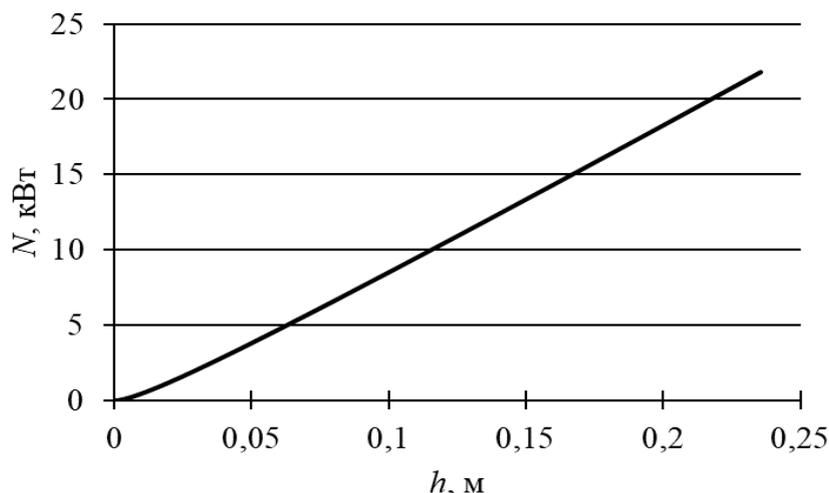


Рисунок 13. Сопоставление требуемой мощности двигателя, отнесённой к единичному колёсному движителю, и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 13. Comparison of the required engine power attributed to a single wheel mover and the track depth

Для уточнения диапазона изменения входных параметров к дальнейшей реализации модели выполним расчёты для указанного «предельного» случая.

Для лесных почвогрунтов установлены зависимости, позволяющие приближённо рассчитать ω , C , φ , γ , G по величине модуля E . Приведём их согласно публикации [23]:

$$C = 10,774E^{0,7737}, \quad (3)$$

$$\varphi = 13,669E^{0,1818}, \quad (4)$$

$$\gamma = 8,4008E^{0,1168}, \quad (5)$$

$$G = 2,4388E^{0,1161}, \quad (6)$$

$$\omega = 1,7880E^{1,9200} \quad (7)$$

Разработанная программа позволяет рассчитать тягово-сцепные свойства колёсного движителя и требуемую мощность N при заданном значении глубины колеи h .

Далее будем пользоваться модулем деформации в качестве основной характеристики механических свойств лесного почвогрунта, что справедливо с учётом формул (3)—(7). Диапазон изменения модуля E в расчётах примем от 0,4 до 1,4 МПа. Таким образом, будут оценены необходимые показатели работы движителя в условиях почвогрунтов III и II категории прочности, представляющих наибольший практический интерес, поскольку

для условий прочных почвогрунтов I категории потеря проходимости и образование глубокой колеи не отмечается [22], [32], [33].

На рисунке 14 проиллюстрирована зависимость расчётного значения несущей способности почвогрунта p_s с учётом образовавшейся колеи $h = 0,2$ м от модуля деформации почвогрунта E . Обработка расчётных данных позволила установить линейную зависимость:

$$p_s = 0,0159 + 0,0883E \quad (8)$$

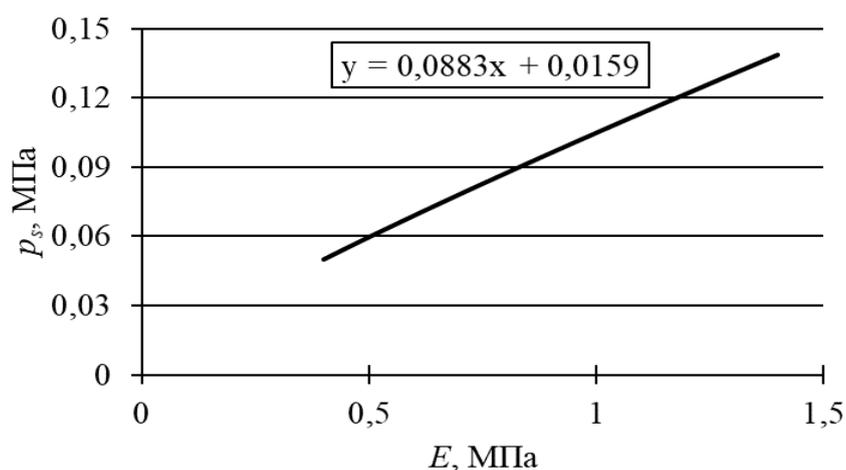


Рисунок 14. Несущая способность почвогрунта, находящегося под воздействием колёсного движителя [рисунок авторов]

Figure 14. Bearing capacity of the soil under the influence of a wheel mover

Важно отметить, что модуль E определяется либо в лабораторных условиях, либо полевыми штамповыми испытаниями с использованием дорогостоящего оборудования [23]. По этой причине для расширения области практического применения результатов исследования были предложены и апробированы уравнения, позволяющие провести оценку модуля E на основе результатов зондирования грунта ручным зондом-пенетрометром [23]. Измеряемой величиной при этом является сопротивление грунта вдавливанию зонда с заданными геометрическими параметрами (в зарубежной литературе — конусный индекс CI). Для пересчёта использовано уравнение, полученное нами на основе аппроксимации данных [23]:

$$CI = 0,41E - 0,097E^2 \quad (9)$$

Зависимость допустимого значения нагрузки со стороны колёсного движителя w от модуля деформации почвогрунта E проиллюстрирована графиком на рисунке 15.

В результате обработки расчётных данных получим следующую формулу:

$$w = 0,0004 + 0,0439E \quad (10)$$

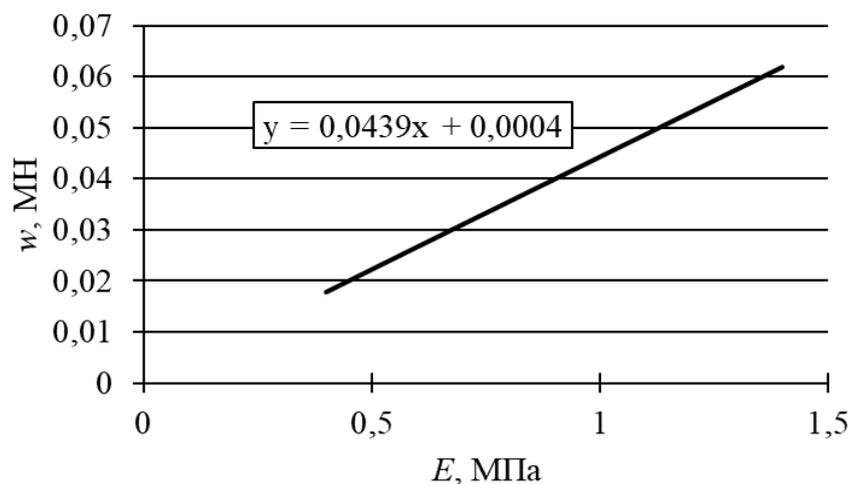


Рисунок 15. Зависимость допустимого значения нагрузки со стороны колёсного движителя от модуля деформации почвогрунта [рисунок авторов]

Figure 15. Dependence of the permissible value of the load from the wheel mover on the modulus of soil deformation

В целом, можем отметить, что среднее давление p , допустимое по критерию глубины образующейся колеи, связано с модулем E функцией (рисунок 16):

$$p = 0,0083 + 0,0878E \quad (11)$$

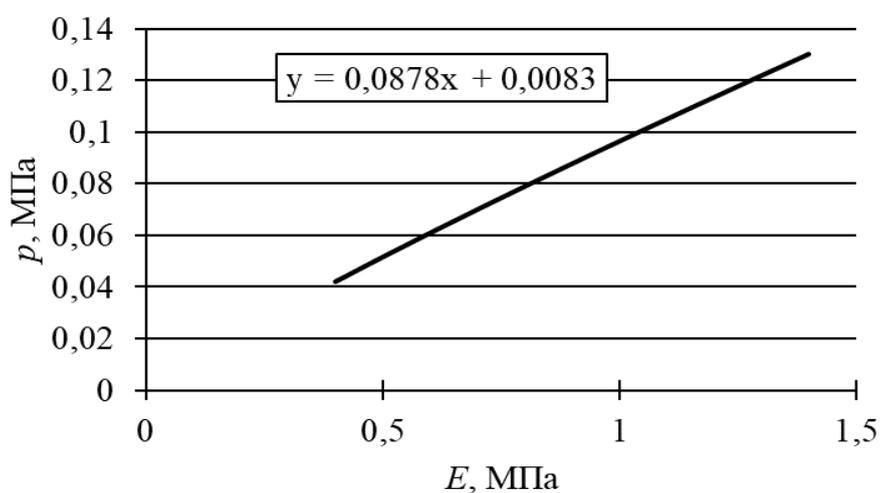


Рисунок 16. Среднее давление колёсного движителя, ограниченное глубиной образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 16. The average pressure of the wheel mover limited by the depth of the formed track

Результаты оценки тягово-цепных свойств колёсного движителя при варьировании механических свойств почвогрунта и глубине колеи $h = 0,2$ м приведены на рисунках 17—19.

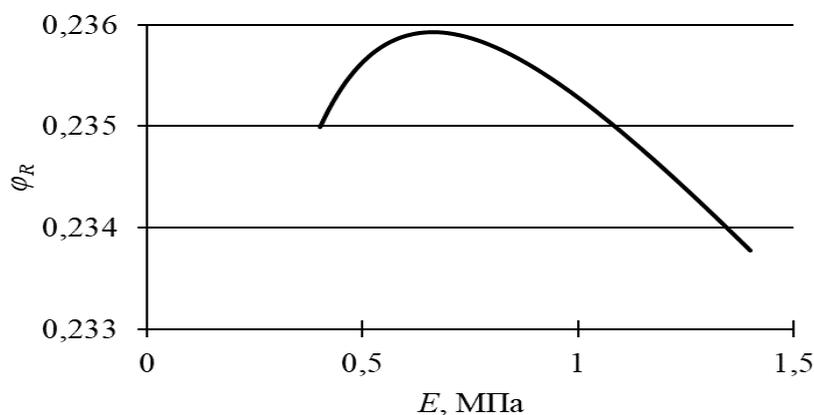


Рисунок 17. Коэффициент сопротивления движению колёсного движителя [рисунок авторов]

Figure 17. Coefficient of resistance to movement of the wheel mover

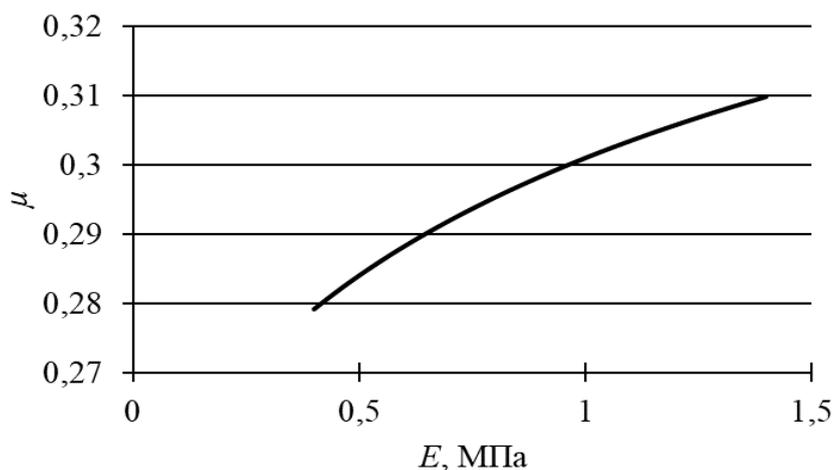


Рисунок 18. Коэффициент сцепления колёсного движителя [рисунок авторов]

Figure 18. The coefficient of adhesion of the wheel mover

Расчёты показали, что при ограничении глубины колеи величиной 0,2 м обеспечена проходимость колёсной пары комбинированной машины, при всех рассмотренных значениях несущей способности коэффициент тяги положителен (рисунок 19).

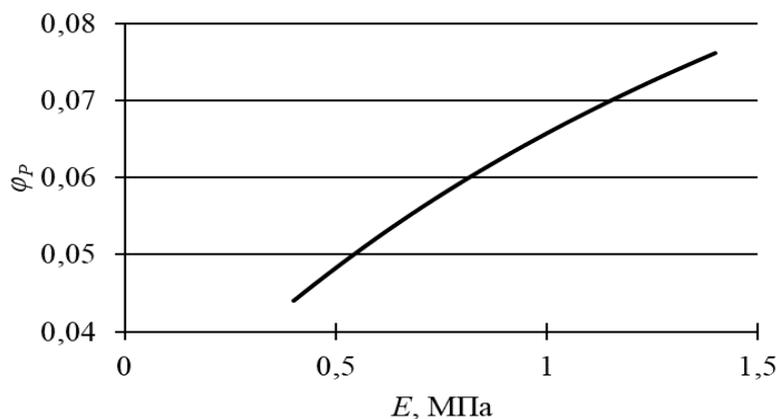


Рисунок 19. Коэффициент тяги колёсного движителя [рисунок авторов]

Figure 19. Coefficient of traction of the wheel mover

Для подбора мощности двигателя комбинированной машины получено следующее уравнение (рисунок 20):

$$N = 0,234 + 14,955E \quad (12)$$

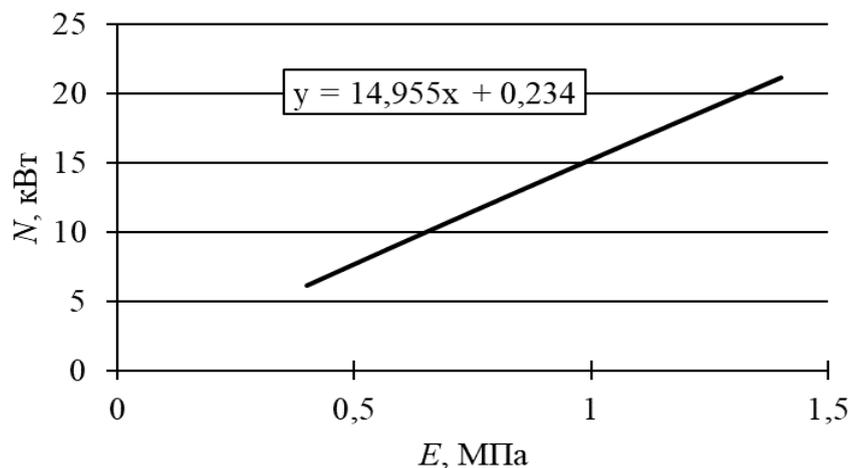


Рисунок 20. Оценка требуемой мощности, обеспечивающей поступательное движение единичного колёсного движителя (глубина колеи 0,2 м) [рисунок авторов]

Figure 20. Estimation of the required power providing forward motion of a single wheel mover (track depth 0.2 m)

Выполненные исследования показали, что использование предельного значения глубины колеи h , задаваемого как параметр математической модели, позволяет получить удобные для практики формулы, оценивающие допустимую нагрузку p , w и требуемую мощность N при варьировании свойств почвогрунта, выраженных через модуль общей деформации E .

Полученные результаты позволяют сделать выводы:

- Для колёсно-гусеничной машины вес, приходящийся на колёсную пару, должен быть ограничен таким образом, чтобы глубина колеи, образующейся после её прохода, не превысила 0,2 м. В противном случае опорная проходимость колёсной пары не обеспечивается. Оценка веса, отнесённого к единичному колёсному движителю при стандартных параметрах, представлена формулой (10). Для более общего случая, при варьировании параметров движителя, получена предельно допустимая оценка среднего давления — формула (11).

- Мощность двигателя машины, отнесённая к единичному колёсному движителю, при глубине колеи 0,2 м определяется формулой (12), которая может использоваться на практике как верхняя оценка требуемой мощности.

3.2. Результаты расчётов для гусеничного движителя

Рассмотрим показатели колееобразования и тягово-сцепные свойства гусеничного движителя. Параметры почвогрунта для иллюстрации примем те же, что и для колёсного движителя, однако изменим длину пятна контакта $l = L_T = 5,0$ м (величина будет постоянной), что приведёт к изменению параметров J и K .

Вначале приведём результаты расчётов составленной программы при варьировании нагрузки для почвогрунта средней прочности.

Обратим внимание (рисунок 21), что несущая способность почвогрунта p_s , находящегося под воздействием гусеничного движителя, повышается по мере увеличения глубины колеи h . Это обстоятельство объясняется уменьшением толщины деформируемого слоя H при постоянной длине l .

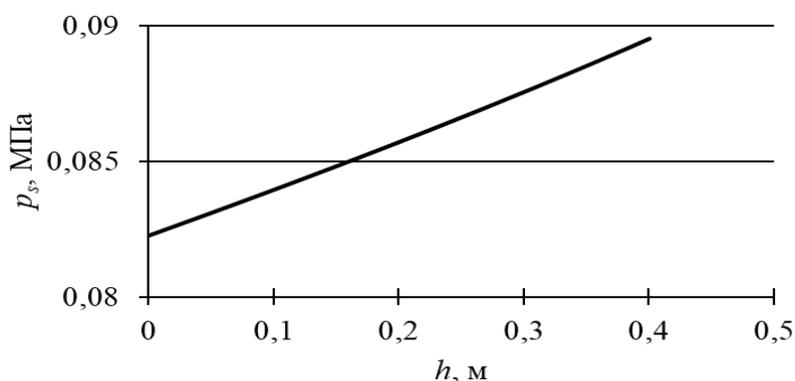


Рисунок 21. Изменение несущей способности почвогрунта, находящегося под воздействием гусеничного движителя, при увеличении глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 21. The change in the bearing capacity of the soil under the influence of the caterpillar mover with an increase in the track depth

Впрочем, при ограничении h величиной 0,2 м изменение сравнительно невелико и находится в пределах 5 %. В рассмотренном диапазоне нагрузки w , в отличие от случая колёсного движителя, не отмечается участка столь резкого увеличения глубины колеи h при увеличении давления p (рисунок 22). Тем не менее можно отметить более интенсивное образование колеи при давлении p свыше 0,55—0,06 МПа.

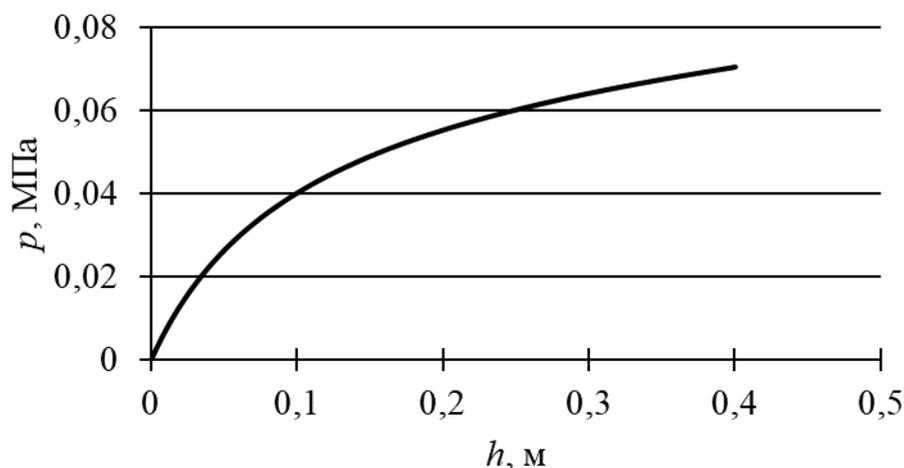


Рисунок 22. Связь среднего давления по пятну контакта и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 22. Relationship between the average pressure along the contact spot and track depth

Для расчёта тягово-сцепных свойств гусеничного движителя необходимо подчеркнуть отличие по сравнению с колёсным: существенно большая длина пятна контакта потребует учёта липкости почвогрунта, увеличивающей сопротивление движению.

Сведений о липкости лесного грунта в научной литературе практически не представлено. На настоящем этапе исследований воспользуемся данными о липкости глинистых (верхняя граница, наибольшая липкость) и суглинистых почвогрунтов. Результаты сопроводим данными, полученными без учёта липкости (нижняя граница).

На основе обработки данных [23] получим уравнения, связывающие среднее давление по пятну контакта с липкостью суглинистого и глинистого почвогрунта соответственно (рисунок 23):

$$\lambda = 0,0102p \tag{13}$$

$$\lambda = 0,0508p \tag{14}$$

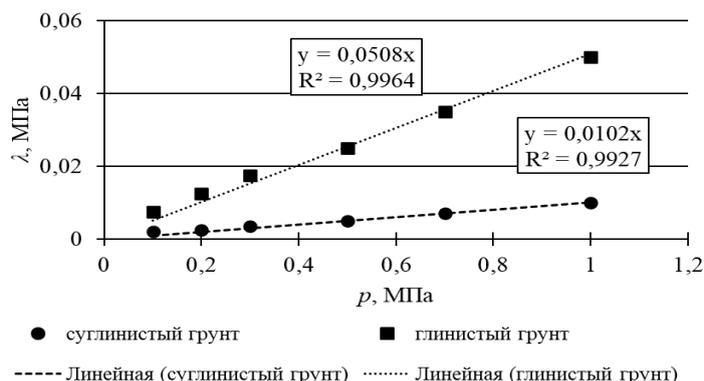


Рисунок 23. Результаты аппроксимации сведений о липкости глинистого и суглинистого почвогрунта [рисунок авторов]

Figure 23. The results of the approximation of information on the stickiness of clay and loamy soils

Составляющую сопротивления движению, связанную с преодолением липкости почвогрунта, выразим по формуле [23]:

$$F_{\lambda} = \lambda bl \quad (15)$$

Результаты расчёта коэффициента сопротивления движению, коэффициента сцепления и коэффициента тяги, полученные при различных допущениях о липкости лесного почвогрунта (сплошная линия — без учёта липкости, пунктирная линия — липкость сопоставима с суглинком, точки — липкость как у глинистого грунта), представлены на рисунках 24—26.

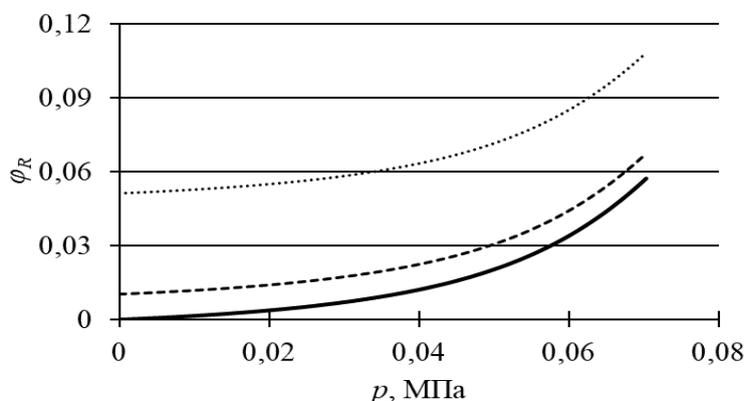


Рисунок 24. Коэффициент сопротивления движению гусеничного движителя в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 24. The coefficient of resistance to the movement of the crawler depending on the average pressure along the contact spot

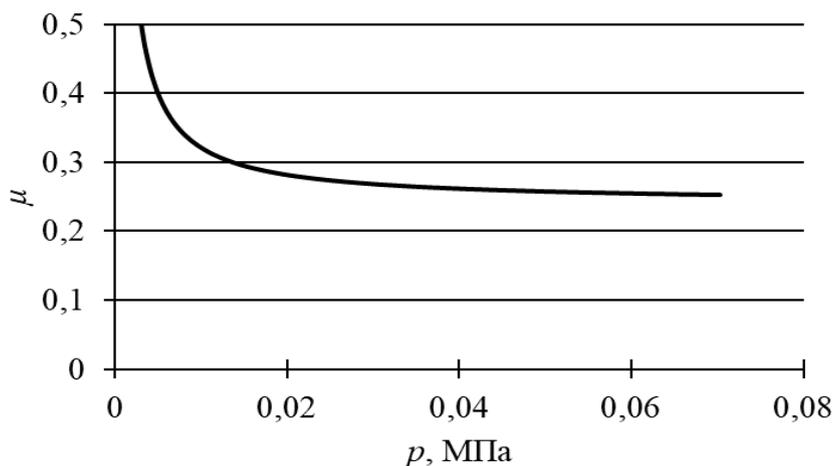


Рисунок 25. Коэффициент сцепления гусеничного движителя в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 25. The coefficient of adhesion of the crawler depending on the average pressure along the contact spot

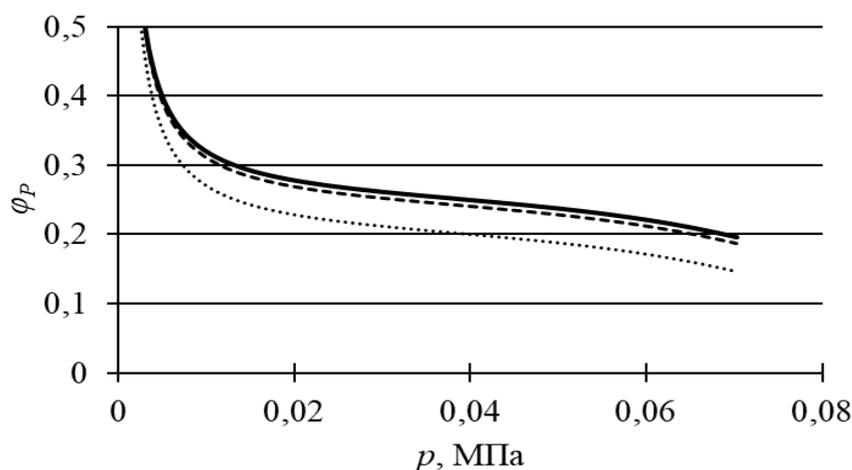


Рисунок 26. Коэффициент тяги гусеничного движителя в зависимости от среднего давления по пятну контакта [рисунок авторов]

Figure 26. The coefficient of traction of the crawler depending on the average pressure along the contact spot

Отмечаются стабилизация значения коэффициента сцепления и линейный характер изменения коэффициентов сопротивления движению и тяги при давлении p свыше 0,02 МПа.

На рисунке 27 представлены результаты расчётов мощности, требуемой для поступательного движения машины со скоростью 5 км/ч, отнесённой к единичному гусеничному движителю.

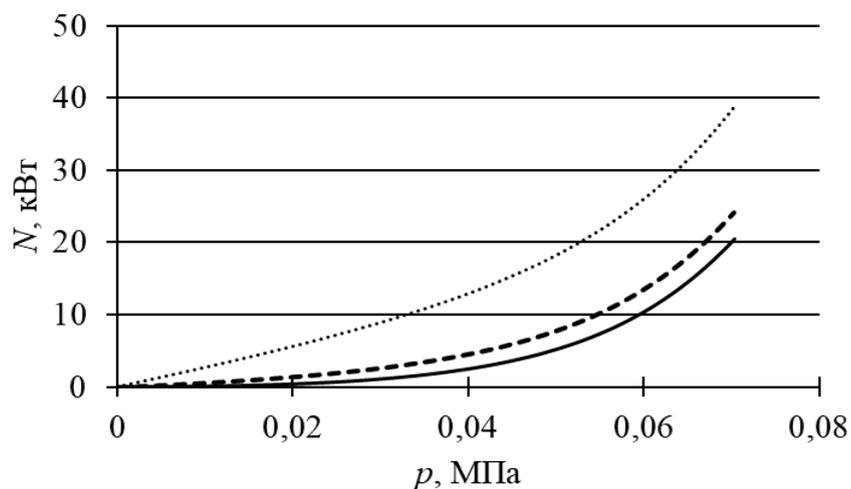


Рисунок 27. Мощность, отнесённая к единичному гусеничному движителю, требуемая для поступательного движения машины [рисунок авторов]

Figure 27. The power attributed to a single crawler required for the forward movement of the machine

Далее проиллюстрируем результаты выполненных расчётов относительно глубины образующейся колеи h . На рисунках 28—30 представлены графики оценок тягово-цепных свойств гусеничного движителя.

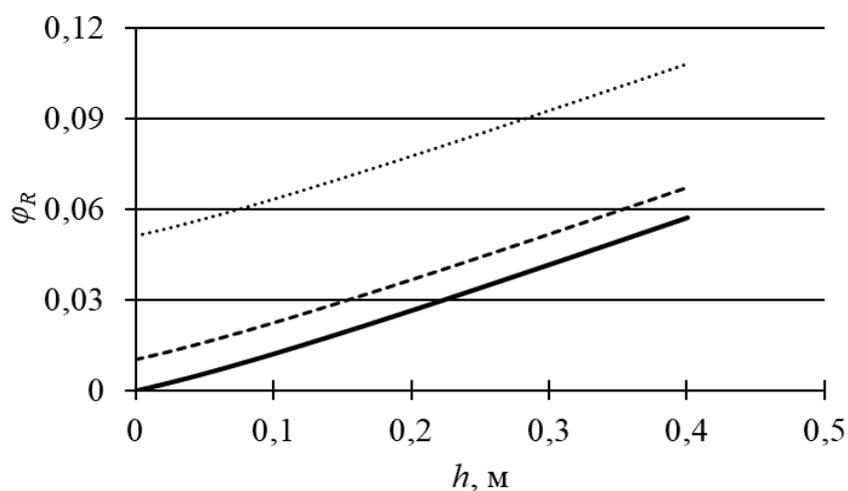


Рисунок 28. Коэффициент сопротивления движению гусеничного движителя в зависимости от глубины образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 28. The coefficient of resistance to the movement of the crawler depending on the depth of the formed track

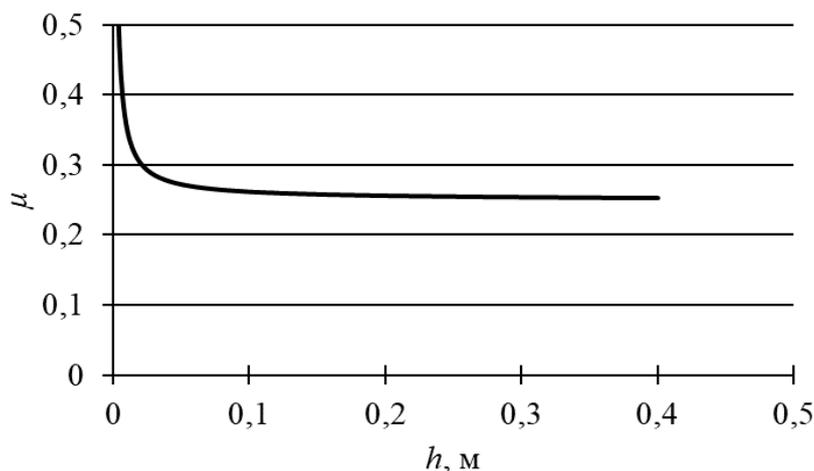


Рисунок 29. Коэффициент сцепления гусеничного движителя в зависимости от глубины образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 29. The coefficient of adhesion of the crawler depending on the depth of the formed track

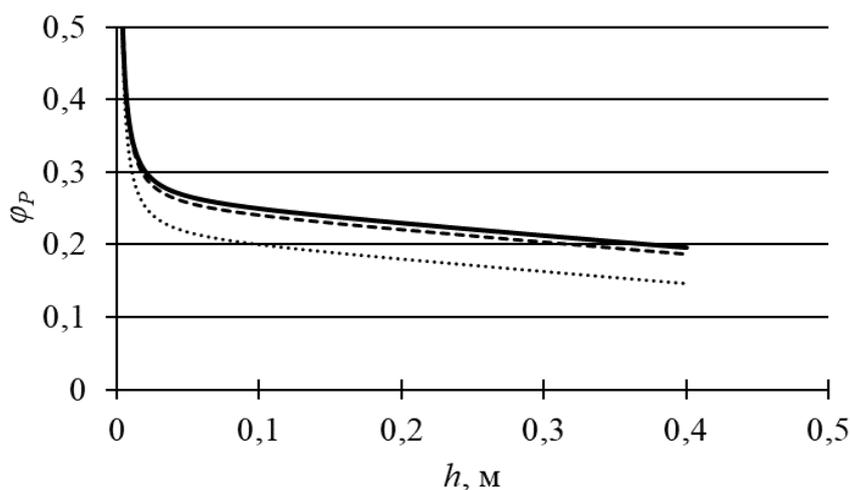


Рисунок 30. Коэффициент тяги гусеничного движителя в зависимости от глубины образующейся колеи (почвогрунт средней прочности) [рисунок авторов]

Figure 30. The coefficient of traction of the crawler depending on the depth of the formed track (medium strength soil)

Как и в случае колёсного движителя, по мере развития колеи h снижается оценка проходимости гусеничной пары. Однако даже при глубине колеи h свыше 0,2 м коэффициент тяги φ_P остаётся положительным. Таким образом, математическая модель не прогнозирует потерю проходимости гусеничной пары при превышении «порогового» значения $h = 0,2$ м.

Рассмотрим данные, полученные при расчёте требуемой мощности (рисунок 31).

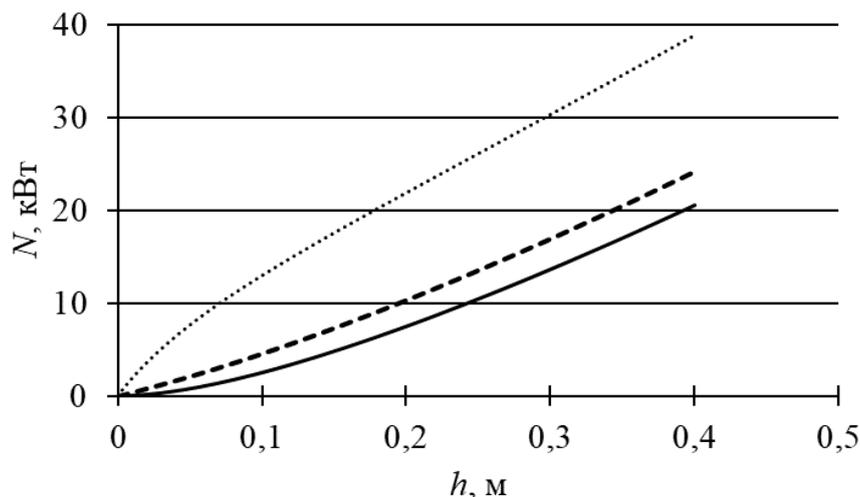


Рисунок 31. Сопоставление требуемой мощности двигателя, отнесённой к единичному гусеничному движителю, и глубины колеи [рисунок авторов]

Figure 31. Comparison of the required engine power attributed to a single tracked engine and track depth

В данном случае расчёт показывает, что требуемая мощность изменяется в 2—3 раза при глубине колеи $h = 0,2$ м. Таким образом, при обосновании параметров комбинированной машины следует предусмотреть коэффициент запаса мощности двигателя для обеспечения поступательного движения гусеничной пары.

Критерий экологической безопасности, ограничивающий глубину колеи, должен выполняться и для гусеничного движителя, по этой причине рассмотрим показатели при варьировании механических свойств лесного почвогрунта при фиксированном значении глубины. Для проведения расчётов использована разработанная программа.

Поскольку гусеничный движитель проходит вслед за колёсным, для него предельная глубина колеи не может приниматься равной $h = 0,2$ м. Вопрос об ограничении нагрузки со стороны гусеничного движителя будет рассмотрен далее. Здесь же для иллюстрации примем $h = 0,2$ м с целью получить сведения для «предельного» случая, чтобы получить оценки тягово-сцепных свойств и требуемой мощности в наихудшем случае.

На рисунке 32 приведены результаты расчётов несущей способности p_s лесного почвогрунта, находящегося под воздействием гусеничного движителя с учётом образовавшейся колеи.

Сравним результаты с колёсным движителем (см. рисунок 14), данные представлены на рисунке 33.

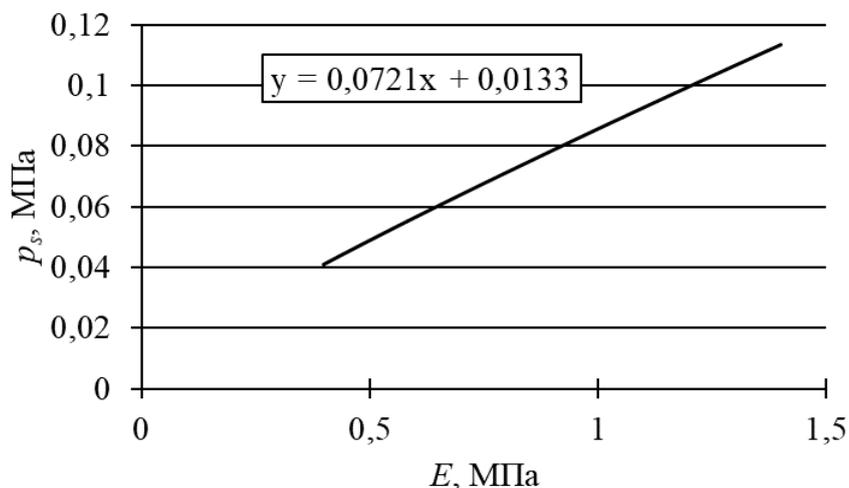


Рисунок 32. Несущая способность почвогрунта под воздействием гусеничного движителя с учётом образующейся колеи глубиной 0,2 м [рисунок авторов]

Figure 32. The bearing capacity of the soil under the influence of a caterpillar mover, taking into account the resulting track depth of 0.2 m

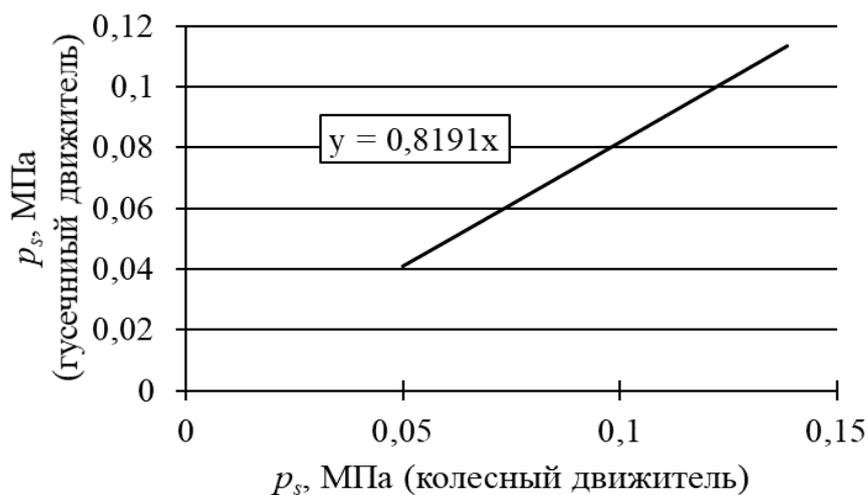


Рисунок 33. Сопоставление несущей способности почвогрунта, находящегося под воздействием гусеничного и колёсного движителя с учётом образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 33. Comparison of the bearing capacity of a soil under the influence of a tracked and wheeled propulsion system, taking into account the resulting track

Сравнение показывает, что оценка несущей способности почвогрунта, находящегося под воздействием гусеничного движителя, составляет ориентировочно 80 % от оценки несущей способности почвогрунта, находящегося под воздействием колёсного движителя. Различие объясняется соотношением сторон пятна контакта, это обстоятельство отмечалось ранее [23], однако числовая оценка не проводилась.

Для общего случая приведём результаты расчёта давления p , при котором глубина колеи h , образуемой под воздействием гусеничного движителя, не превысит 0,2 м (рисунок 34).

Результаты расчёта представим линейной зависимостью:

$$p = 0,001 + 0,0544E, \quad (16)$$

которая в практических расчётах может использоваться для приближённой, верхней оценки допустимого давления гусеничного движителя.

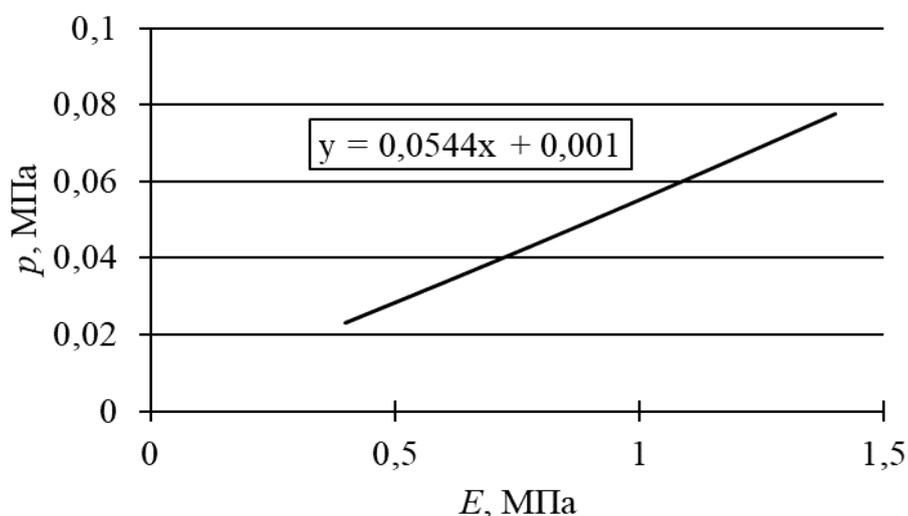


Рисунок 34. Верхняя оценка допустимого давления гусеничного движителя на лесной почвогрунт [рисунок авторов]

Figure 34. The upper estimate of the permissible pressure of the crawler on the forest soil

При принятых исходных данных к расчёту такой верхней оценке давления будет соответствовать вес, отнесённый к единичному гусеничному движителю, по формуле (рисунок 35)

$$w = 0,0036 + 0,1902E, \quad (17)$$

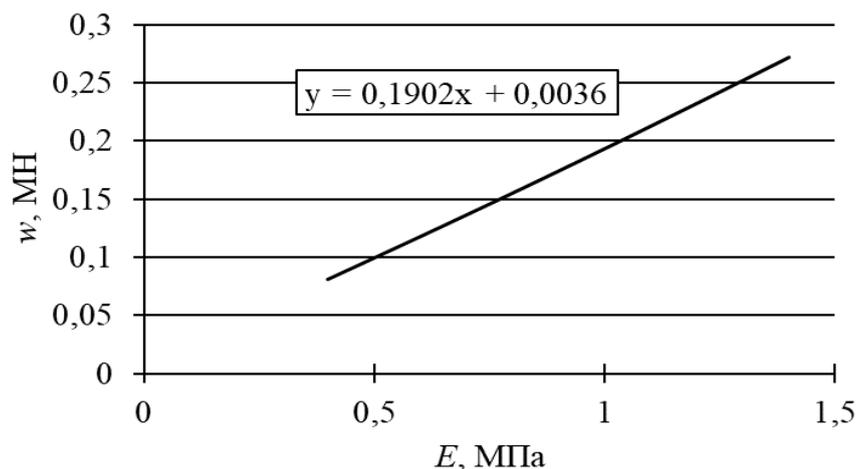


Рисунок 35. Верхняя оценка допустимого веса гусеничного движителя, ограниченного глубиной колеи 0,2 м [рисунок авторов]

Figure 35. The upper estimate of the permissible weight of a tracked vehicle, limited by a track depth of 0.2 m

Результаты расчёта тягово-сцепных свойств гусеничного движителя, с учётом образующейся колеи, приведены на рисунках 36—38.

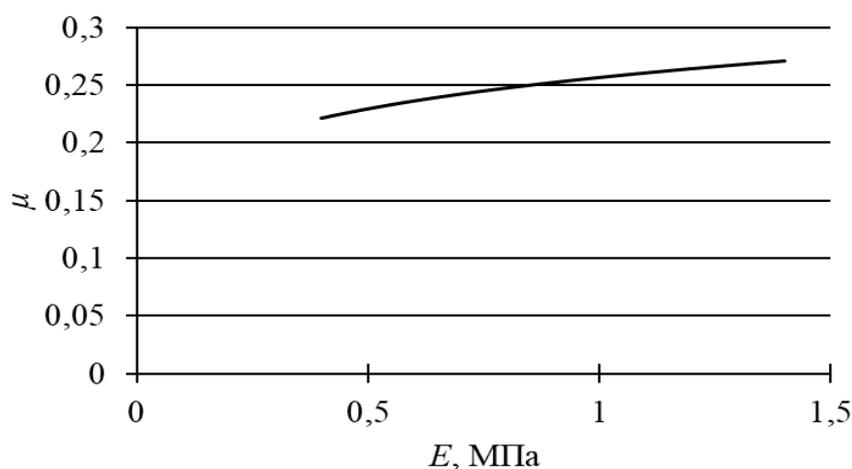


Рисунок 36. Коэффициент сцепления гусеничного движителя с почвогрунтом с учётом образующейся колеи глубиной 0,2 м [рисунок авторов]

Figure 36. The coefficient of adhesion of the crawler to the soil, taking into account the resulting track depth of 0.2 m

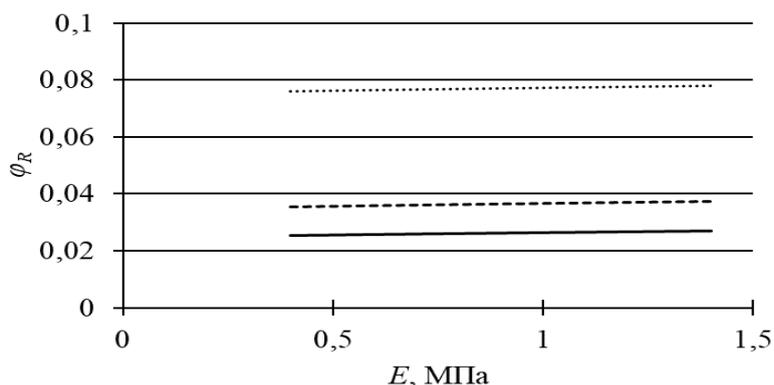


Рисунок 37. Коэффициент сопротивления движению гусеничного движителя, с учётом образующейся колеи глубиной 0,2 м, при различной липкости почвогрунта [рисунок авторов]

Figure 37. The coefficient of resistance to the movement of the crawler, taking into account the resulting track depth of 0.2 m with different stickiness of the soil

Отметим, что при глубине колеи $h = 0,2$ м коэффициент сопротивления движению практически не зависит от модуля деформации E почвогрунта, однако заметно влияние липкости λ (разметка линий на графике та же, что и на рисунке 23, сплошной линии соответствует случай, когда липкость не учитывается).

На рисунке 38 представлены графики мощности, обеспечивающей поступательное движение гусеничного движителя со скоростью 5 км/ч с учётом максимальной глубины колеи 0,2 м и липкости почвогрунта.

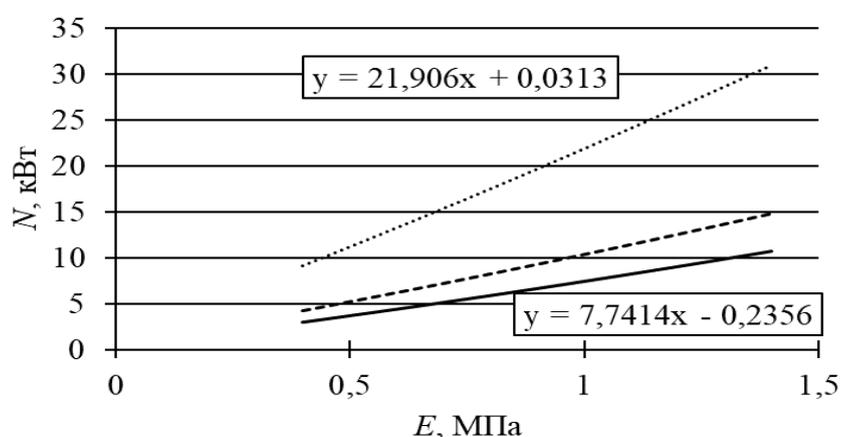


Рисунок 38. Мощность, обеспечивающая поступательное движение гусеничного движителя с учётом образующейся колеи [рисунок авторов]

Figure 38. The power ensuring the forward movement of the crawler taking into account the resulting track

Обработка расчётных данных позволила получить линейные уравнения для приближённой оценки требуемой мощности N без учёта липкости почвогрунта:

$$N = -0,2356 + 7,7414E, \quad (18)$$

а также для «наихудшего» случая, когда липкость лесного почвогрунта сопоставима с липкостью глинистого почвогрунта:

$$N = 0,0313 + 21,906E \quad (19)$$

Полученные данные позволяют сделать вывод об опорной проходимости гусеничного движителя в случае, если приходящийся на него вес w ограничен глубиной колеи $h = 0,2$ м. Результаты расчёта коэффициента тяги φ_P приведены на рисунке 39.

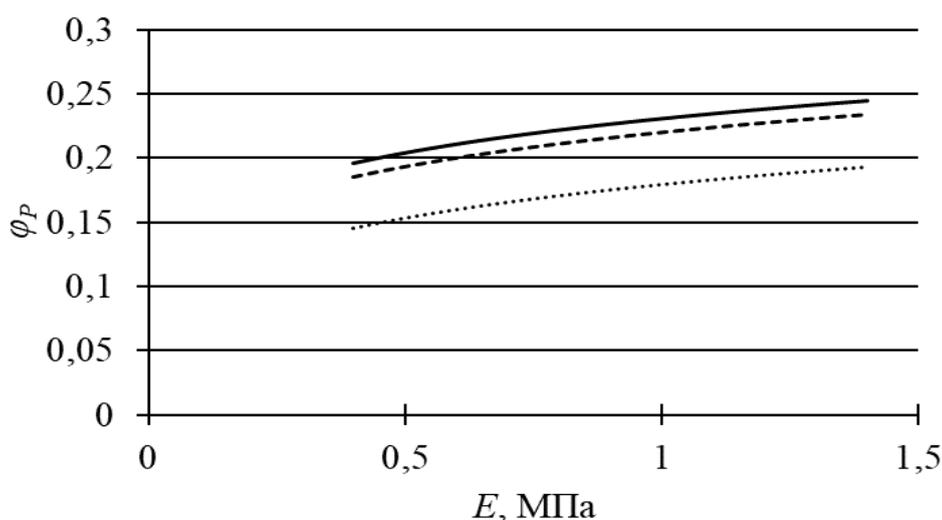


Рисунок 39. Коэффициент тяги гусеничного движителя с учётом образующейся колеи глубиной 0,2 м [рисунок авторов]

Figure 39. The coefficient of traction of the crawler, taking into account the resulting track depth of 0.2 m

Результаты расчётов показывают, что коэффициент тяги гусеничного движителя положителен в рассмотренном диапазоне изменения модуля E и липкости λ . Таким образом, при глубине колеи, не превышающей 0,2 м, обеспечивается опорная проходимость гусеничного движителя даже при верхней оценке липкости почвогрунта (глинистый почвогрунт).

Полученные результаты позволяют сделать выводы:

- Для гусеничной пары глубина колеи свыше 0,2 м не ограничивает опорную проходимость. Однако с учётом критерия экологической безопасности должна быть ограничена суммарная глубина колеи. Для единичного гусеничного движителя верхняя

оценка мощности задаётся формулой (19), полученной при допущении, что липкость лесного почвогрунта соответствует липкости глинистого грунта. В дальнейшем потребуется уточнение сведений о липкости лесного почвогрунта.

3.3. Распределение веса между колёсной и гусеничной парами

В заключительной части статьи рассмотрим вопрос о распределении веса лесной машины между колёсной и гусеничной парами. Для проведения расчётов разработана программа.

Суть расчёта заключается в следующем. При заданных параметрах движителя (колёсного и гусеничного) и свойствах лесного почвогрунта (определяемых модулем общей деформации E) выполняется расчёт веса w_k , приходящегося на единственный колёсный движитель, при котором глубина образующейся колеи не превысит определённого значения h_k . Далее, глубина колеи, образующейся при последующем проходе гусеничного движителя h_r , определяется как разность допустимого значения h и h_k . При полученном значении h_r определяется соответствующий вес w_r . Расчёт ведётся с заданным шагом изменения h_k . Затем для полученных расчётных данных численно решается оптимизационная задача относительно массы машины M , выраженной через вес W :

$$\begin{cases} W = 2 \cdot (w_k + w_r) \\ q = \frac{w_k}{w_k + w_r} \cdot 100\% \\ M = M(W, q) = M(q) \\ q_{\text{опт}} = \operatorname{argmax} M(q) \end{cases} \quad (20)$$

Решение (20) задаёт оптимальное соотношение веса между колёсной и гусеничной парами, максимизирующее суммарный вес машины, при котором соблюдается критерий экологичности. Очевидно, что проходимость обеих пар при этом обеспечивается; для подбора мощности двигателя машины на настоящем этапе исследования пригодны верхние оценки — формулы (12), (19). При невозможности соблюсти оптимальное соотношение q масса машины M подбирается исходя из вида функции $M = M(q)$.

Приведём результаты расчётов, полученные для слабого почвогрунта III категории ($E = 0,4$ МПа) и более прочного почвогрунта II категории ($E = 1,0$ МПа). Доля веса комбинированной машины, приходящаяся на колёсную пару, в зависимости от глубины колеи, образовавшейся после её прохода, проиллюстрирована графиками на рисунках 40, 41 соответственно.

На рисунках 42 и 43 приведены графики допустимой массы машины, ограниченной суммарной глубиной колеи, с учётом распределения нагрузки между колёсной и гусеничной парами.

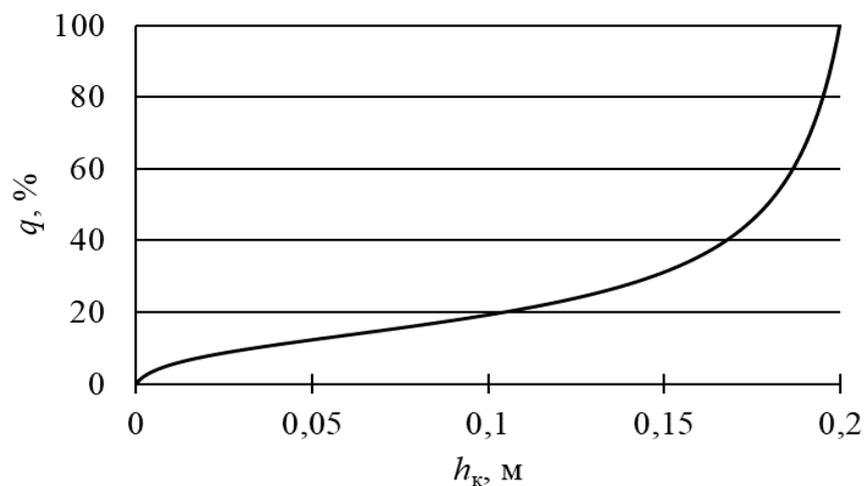


Рисунок 40. Доля веса комбинированной машины, приходящаяся на колёсную пару (слабый почвогрунт III категории) [рисунок авторов]

Figure 40. Weight percentage of combined vehicle weight per a wheelset (weak soil of category III)

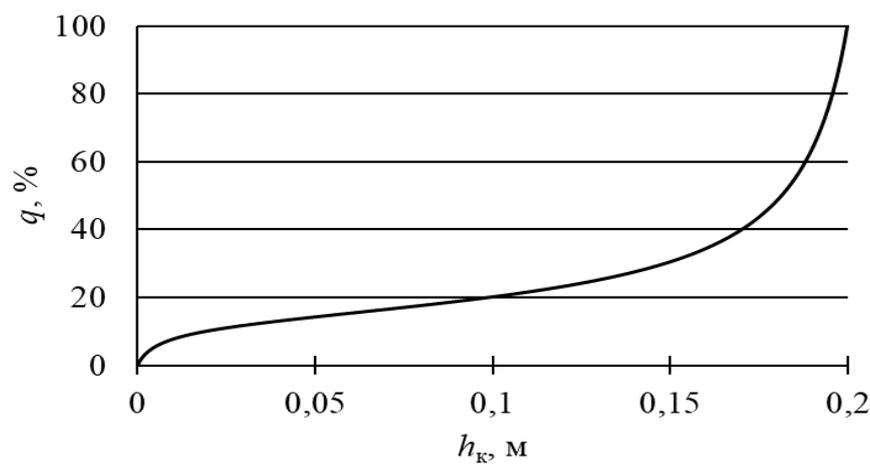


Рисунок 41. Доля веса колёсно-гусеничной машины, приходящаяся на колёсную пару (почвогрунт средней прочности II категории) [рисунок авторов]

Figure 41. Weight percentage of the wheeled caterpillar vehicle weight per a wheelset (medium strength soil of category II)

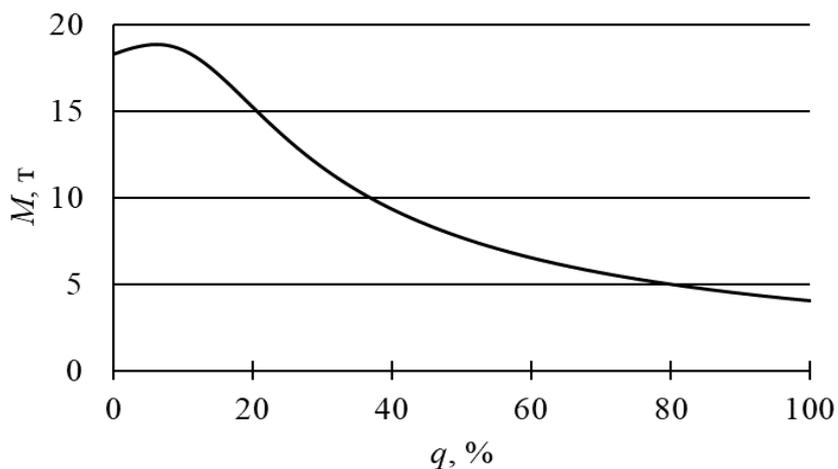


Рисунок 42. Допустимая масса машины, ограниченная суммарной глубиной колеи, с учётом распределения нагрузки между колёсной и гусеничной парами (слабонесущий почвогрунт) [рисунок авторов]

Figure 42. The permissible weight of the machine, limited by the total depth of the track, taking into account the load distribution between the wheeled and tracked pairs (low-bearing soil)

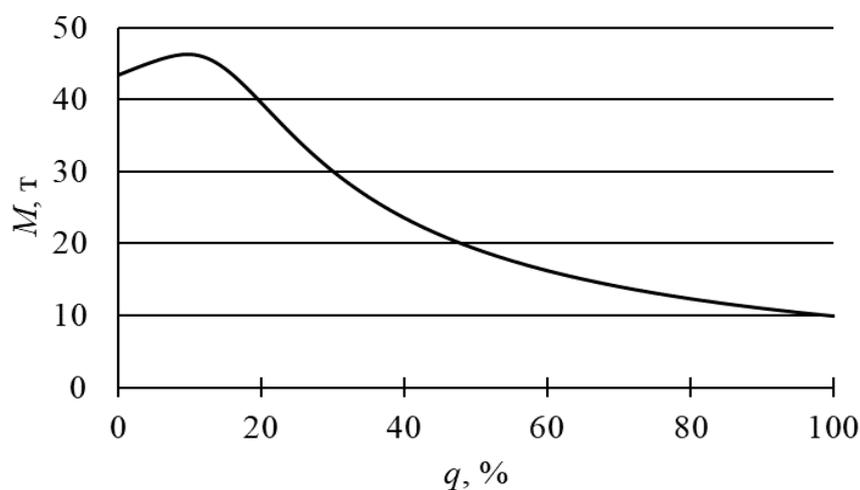


Рисунок 43. Допустимая масса машины, ограниченная суммарной глубиной колеи, с учётом распределения нагрузки между колёсной и гусеничной парами (почвогрунт средней прочности) [рисунок авторов]

Figure 43. The permissible weight of the machine, limited by the total depth of the track, taking into account the load distribution between the wheeled and tracked pairs (medium-strength soil)

Численное решение оптимизационной задачи (20) при варьировании модуля деформации лесного почвогрунта позволило установить функцию оптимальной доли веса машины, приходящегося на колёсную пару (рисунок 44):

$$q_{\text{опт}} = 2,3977 + 11,225E - 3,7736E^2, \quad (21)$$

а также получить оценку массы машины M_{max} , ограниченной суммарной глубиной колеи $h = 0,2$ м при $q = q_{\text{опт}}$ (рисунок 45):

$$M_{\text{max}} = -0,4294 + 47,169E \quad (22)$$

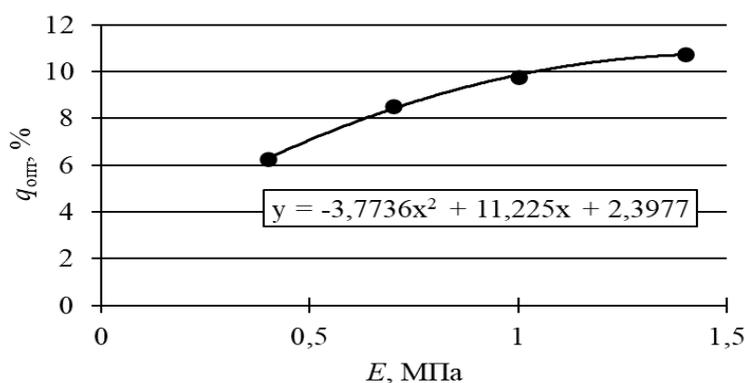


Рисунок 44. Оптимальная доля веса комбинированной машины, приходящегося на колёсную пару [рисунок авторов]

Figure 44. The optimal weight percentage of the combined machine's weight per a wheelset

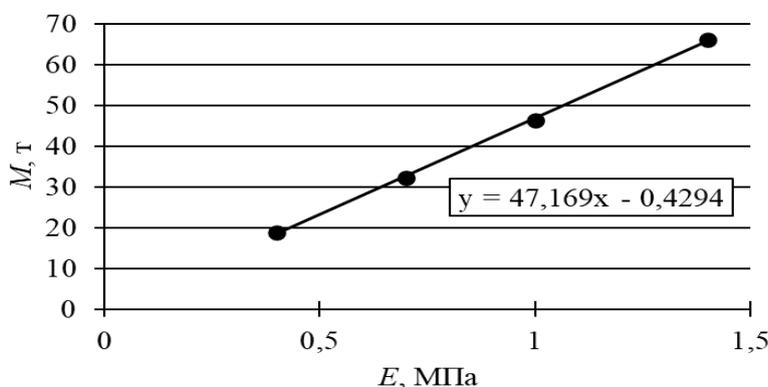


Рисунок 45. Допустимая масса колёсно-гусеничной машины при оптимальном распределении веса между колёсной и гусеничной парами [рисунок авторов]

Figure 45. The permissible weight of a wheeled caterpillar vehicle with an optimal weight distribution between the wheeled and tracked pairs

Для более общего случая, предполагающего значительное варьирование геометрических параметров движителей, в последующих разработках могут быть полезны результаты, устанавливающие допустимое давление по пятну контакта p , при котором суммарная глубина колеи не превысит 0,2 м (графики на рисунках 46, 47 соответственно).

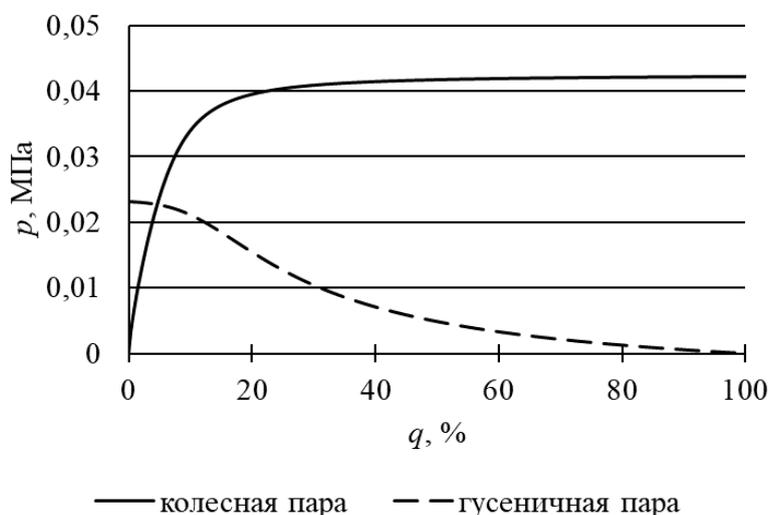


Рисунок 46. Допустимое среднее давление по пятну контакта, ограниченное суммарной глубиной колеи (слабонесущий почвогрунт) [рисунок авторов]

Figure 46. The permissible average pressure along the contact spot, limited by the total depth of the track (weakly bearing soil)

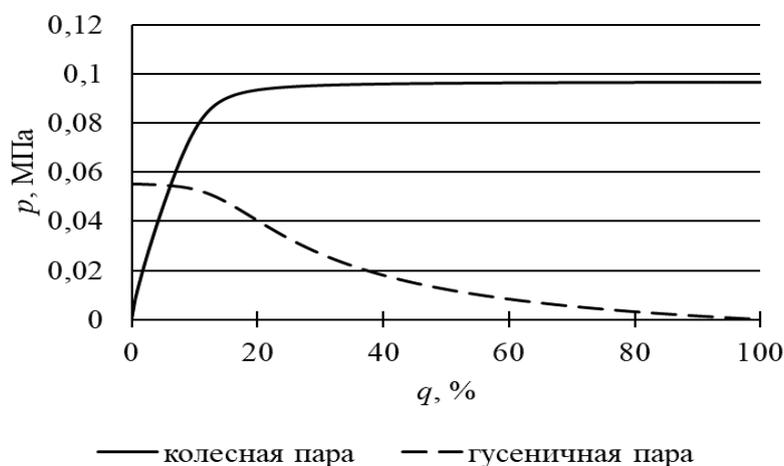


Рисунок 47. Допустимое среднее давление по пятну контакта, ограниченное суммарной глубиной колеи (почвогрунт средней прочности) [рисунок авторов]

Figure 47. The permissible average pressure along the contact spot, limited by the total depth of the track (medium-strength soil)

4. Выводы

Основные выводы, сделанные по результатам представленных исследований:

- Для колёсно-гусеничной машины вес, приходящийся на колёсную пару, должен быть ограничен таким образом, чтобы глубина колеи, образующейся после её прохода, не превысила 0,2 м. В противном случае опорная проходимость колёсной пары не обеспечивается. Оценка веса, отнесённого к единичному колёсному движителю, при стандартных параметрах представлена формулой (10). Для более общего случая при варьировании параметров движителя получена предельно допустимая оценка среднего давления — формула (11).

- Мощность двигателя машины, отнесённая к единичному колёсному движителю, при глубине колеи 0,2 м определяется формулой (12). Формула (12) может использоваться на практике как верхняя оценка требуемой мощности.

- Для гусеничной пары глубина колеи свыше 0,2 м не ограничивает опорную проходимость. Однако с учётом критерия экологической безопасности должна быть ограничена суммарная глубина колеи. Для единичного гусеничного движителя верхняя оценка мощности задаётся формулой (19), полученной при допущении, что липкость лесного почвогрунта соответствует липкости глинистого почвогрунта. При дальнейших исследованиях потребуется уточнение сведений о липкости лесного почвогрунта.

- При условии соблюдения критерия экологичности оптимальное распределение веса между колёсной и гусеничной парами комбинированной машины задаётся формулой (21). При этом масса машины, ограниченная суммарной глубиной колеи после прохода колеса, а затем гусеницы, оценивается по формуле (22). При невозможности соблюсти оптимальное соотношение рекомендуется пользоваться графиками (рисунок 42, 43) либо разработанной программой, позволяющими определить допустимую массу колёсно-гусеничной машины при произвольном распределении веса между парами.

- Результаты получены для типовых параметров колёсного и гусеничного движителей (ширина и диаметр колеса 0,7 м и 1,333 м соответственно, давление в шине 0,35 МПа; ширина и длина проекции гусеницы на грунт 0,7 м и 5,0 м соответственно). Для дальнейших исследований (например, по обоснованию параметров малогабаритных колёсно-гусеничных машин) получены более общие результаты, связывающие допустимое среднее давление для колёсной и гусеничной пары (рисунки 46, 47).

- Перспективным направлением дальнейших исследований является изучение тягово-сцепных свойств лесных машин, работающих в условиях крутых склонов (с учётом существенного отклонения нагрузки от нормали к поверхности почвогрунта и вызванного этим отклонением снижения несущей способности). Кроме того, отдельное направление исследований составляет обоснование параметров машин с учётом не только профильной, но и опорной проходимости.

Работа выполнена в рамках научной школы «Инновационные разработки в области лесозаготовительной промышленности и лесного хозяйства» Арктического государственного агротехнологического университета. Исследование осуществлено на средства гранта Российского научного фонда № 23-16-00092, <https://rscf.ru/project/23-16-00092/>.

Список литературы

1. Григорьев И. В., Григорьева О. И., Чураков А. А. Эффективные технологии и системы машин для малообъёмных заготовок древесины // Энергия: экономика, техника, экология. 2018. № 2. С. 61—66.
2. Григорьев И. В. Параметры и показатели работы перспективного форвардера для малообъёмных лесозаготовок // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2018. Т. 6, № 4 (40). С. 21—25.
3. Григорьев И. В. Повышение эффективности освоения лесосечного фонда малой концентрации // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Второй Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием, посвящённой 65-летию высшего лесного образования в Республике Карелия. Петрозаводск, 2016. С. 62—65.
4. Григорьев И. В., Григорьева О. И., Нгуен Ф. З. Система машин и технология работ для малообъёмных лесозаготовок // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Третьей Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием. Петрозаводск, 2017. С. 51—53.
5. Технология и машины лесовосстановительных работ / Р. Р. Сафин, И. В. Григорьев, О. И. Григорьева [и др.]. М.: Деревообрабатывающая пром-сть, 2015. 230 с.
6. Григорьев И. В., Григорьева О. И., Вернер Н. Н. Системы машин для создания и эксплуатации лесных плантаций // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2017. Т. 5, № 5 (31). С. 438—443.
7. Перспективы импортозамещения систем машин для искусственного лесовосстановления / О. И. Григорьева, В. А. Макуев, Е. В. Барышникова [и др.] // Системы. Методы. Технологии. 2022. № 3 (55). С. 78—84.
8. Григорьева О. И., Нгуен Ф. З. Лесные плантации для сырьевого обеспечения // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Третьей Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием. Петрозаводск, 2017. С. 59—61.
9. Григорьев И. В., Рудов С. Е. Особенности эксплуатации колёсных лесных машин в сложных почвенно-грунтовых и рельефных условиях // Forest Engineering: Материалы научно-практич. конф. с междунар. участием. Якутск, 2018. С. 67—71.
10. Добрецов Р. Ю., Григорьев И. В. Перспективные трансмиссии лесных гусеничных машин // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Четвёртой Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием. Петрозаводск, 2018. С. 57—58.
11. Григорьев И. В., Давтян А. Б., Григорьева О. И. Выбор системы машин для создания и эксплуатации лесных плантаций // Управление земельными ресурсами, землеустройство, кадастр, геодезия и картография. Проблемы и перспективы развития: Сб. материалов Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием, посвящённой 255-летию Землеустройства Якутии и Году науки и технологий. Якутск, 2021. С. 271—278.
12. Рудов С. Е., Григорьева О. И., Григорьев И. В. Эффективное восстановление лесов на вечной мерзлоте // Лесная инженерия, материаловедение и дизайн: Материалы

- 86-й научно-техн. конф профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов (с междунар. участием). Минск, 2022. С. 38—41.
13. Численное исследование показателей заготовки древесины на лесных плантациях / Г. Д. Гаспарян, А. Б. Давтян, И. В. Григорьев [и др.] // Resources and Technology. 2021. Т. 18, № 4. С. 17—45.
 14. Давтян А. Б., Григорьева О. И., Григорьев И. В. Энергетические лесные плантации для эффективного вовлечения в оборот земель сельскохозяйственного назначения в РФ // Лесная инженерия, материаловедение и дизайн: Материалы 86-й научно-техн. конф. профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов (с междунар. участием). Минск, 2022. С. 42—45.
 15. Заикин А. Н., Макуев В. А. История оборудования для трелёвки леса. Брянск: БГИТА, 2014. 111 с.
 16. Григорьева О. И., Панарин А. О. Повышение эффективности ухода за лесом // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Девятой Всерос. национал. научно-практич. конф. с междунар. участием. Петрозаводск, 2023. С. 61—62.
 17. Григорьева О. И., Панарин А. О. Перспективные пути повышения эффективности рубок ухода в молодняках // Актуальные проблемы лесного хозяйства и деревопереработки: Материалы Всерос. научно-практич. конф. / Под ред. Ю. М. Казакова [и др.]. Казань, 2023. С. 70—73.
 18. Григорьева О. И. Перспективные направления повышения эффективности проведения рубок ухода за лесом // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Третьей Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием. Петрозаводск, 2017. С. 56—58.
 19. Григорьева О. И., Нгуен Ф. З. Перспективная техника для проведения рубок ухода за лесом // Леса России: политика, промышленность, наука, образование: Материалы научно-техн. конф. Санкт-Петербург, 2016. С. 112—114.
 20. Григорьева О. И. Повышение эффективности проведения рубок ухода за лесом // Повышение эффективности лесного комплекса: Материалы Второй Всерос. научно-практич. конф. с междунар. участием, посвящённой 65-летию высшего лесного образования в Республике Карелия. Петрозаводск, 2016. С. 70—73.
 21. Григорьева О. И. Новая машина для очистки лесосек // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Т. 2, № 5-3 (10-3). С. 96—99.
 22. Теоретическое обоснование параметров движителя колёсно-гусеничной лесной машины / А. С. Дмитриев, И. С. Должиков, О. А. Куницкая [и др.] // Системы. Методы. Технологии. 2024. № 1 (61). С. 163—170.
 23. Хитров Е. Г. Комплексное обоснование параметров и режимов работы движителей лесных машин: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. Воронеж, 2020. 319 с.
 24. Никифорова А. И., Григорьева О. И. Моделирование воздействия движителей лесных машин на почвы лесосек // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2015. Т. 3, № 5-4 (16-4). С. 320—323.
 25. Хитров Е. Г., Григорьев И. В., Хахина А. М. Повышение эффективности трелёвки обоснованием показателей работы лесных машин при оперативном контроле свойств почвогрунта. СПб., 2015. 146 с.
 26. Григорьев И. В. Параметры и показатели работы перспективного форвардера для малообъёмных лесозаготовок // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2018. Т. 6, № 4 (40). С. 21—25.
 27. Григорьев И. В., Чураков А. А. Совершенствование конструкции активного полуприцепа форвардера на базе сельскохозяйственного колёсного трактора // Транспортные

- и транспортно-технологические системы: Материалы Междунар. научно-техн. конф. / Отв. ред. Н. С. Захаров. Тюмень, 2018. С. 84—88.
28. Особенности лесных почвогрунтов криолитозоны как объекта воздействия движителей лесных машин / В. А. Каляшов, И. В. Григорьев, В. А. Иванов [и др.] // Системы. Методы. Технологии. 2023. № 4 (60). С. 94—101.
29. Rego G. E., Voronov R. V., Grigoreva O. I. Algorithms for calculating schemes of transport routes in a felling area // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2. Series «II All-Russian Scientific-Technical Conference "Digital Technologies in Forest Sector"». Saint Petersburg, 2021. P. 012025.
30. Григорьева О. И., Гринько О. И., Николаева Ф. В. Лесопожарные транспортно-технологические комплексы на базе колёсных форвардеров // Транспортные и транспортно-технологические системы: Материалы Междунар. научно-техн. конф. / Отв. ред. Н. С. Захаров. Тюмень, 2021. С. 55—58.
31. Каляшов В. А., Григорьев И. В., Григорьева О. И. Сравнительный анализ видов трелёвки на горных склонах // Вестник АГАТУ. 2022. № 2 (6). С. 41—59.
32. О важности исследований экологической эффективности процесса трелёвки / А. В. Калистратов, О. И. Григорьева, Г. В. Григорьев [и др.] // Наука, образование, инновации в приграничном регионе: Материалы республикан. научно-практич. конф. Петрозаводск, 2015. С. 7—9.
33. Григорьев И. В., Григорьева О. И. Повышение экологической эффективности лесохозяйственного производства // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Т. 2, № 3-4 (8-4). С. 51—55.

References

1. Grigorev I. V., Grigoreva O. I., Churakov A. A. Effective technologies and machine systems for low-volume wood blanks. *Energy: economics, technology, ecology*, 2018, no. 2, pp. 61—66. (In Russ.)
2. Grigorev I. V. Parameters and performance indicators of a promising forwarder for low-volume logging. *Actual directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2018, vol. 6, no. 4 (40), pp. 21—25. (In Russ.)
3. Grigorev I. V. Improving the efficiency of the development of a low-concentration logging fund. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the Second All-Russian Scientific and Practical conference with international participation dedicated to the 65th anniversary of higher forest education in the Republic of Karelia*. Petrozavodsk, 2016, pp. 62—65. (In Russ.)
4. Grigorev I. V., Grigoreva O. I., Nguyen F. Z. Machine system and technology of work for low-volume logging. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the third All-Russian scientific and practical conference with international participation*. Petrozavodsk, 2017, pp. 51—53. (In Russ.)
5. Safin R. R., Grigorev I. V., Grigoreva O. I., Razumov E. Y. Technology and machines of reforestation. Moscow, Woodworking industry, 2015. 230 p. (In Russ.)
6. Grigorev I. V., Grigoreva O. I., Werner N. N. Systems of machines for the creation and operation of forest plantations. *Actual directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2017, vol. 5, no. 5 (31), pp. 438—443. (In Russ.)
7. Grigoreva O. I., Makuyev V. A., Baryshnikova E. V., Burmistrova O. N., Shvetsova V. V., Grigorev I. V., Ivanov V. A. Prospects for import substitution of machine systems for artificial reforestation. *Systems. Methods. Technologies*, 2022, no. 3 (55), pp. 78—84. (In Russ.)

8. Grigoreva O. I., Nguyen F. Z. Forest plantations for raw materials supply. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the third All-Russian scientific and practical conference with international participation*. Petrozavodsk, 2017, pp. 59—61. (In Russ.)
9. Grigorev I. V., Rudov S. E. Features of operation of wheeled forest machines in difficult soil-soil and relief conditions. *Forest Engineering. materials of the scientific and practical conference with international participation*. Yakutsk, 2018, pp. 67—71. (In Russ.)
10. Dobretsov R. Yu., Grigorev I. V. Perspective transmissions of forest tracked vehicles. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the IV All-Russian scientific and practical conference with international participation*. Petrozavodsk, 2018, pp. 57—58. (In Russ.)
11. Grigorev I. V., Davtyan A. B., Grigoreva O. I. The choice of a machine system for the creation and operation of forest plantations. *Land management, land management, cadastre, geodesy and cartography. Problems and prospects of development: A collection of materials of the All-Russian scientific and practical conference with international participation dedicated to the 255th anniversary of Land Management in Yakutia and the Year of Science and Technology*. Yakutsk, 2021, pp. 271—278. (In Russ.)
12. Rudov S. E., Grigoreva O. I., Grigorev I. V. Effective restoration of forests on permafrost. *Forest engineering, materials science and design: Materials of the 86th Scientific and technical Conference of faculty, researchers and postgraduates (with international participation)*. Minsk, 2022, pp. 38—41. (In Russ.)
13. Gasparyan G. D., Davtyan A. B., Grigorev I. V., Markov O. B., Grigoreva O. I. Numerical study of wood harvesting indicators on forest plantations. *Resources and Technology*, 2021, vol. 18, no. 4, pp. 17—45. (In Russ.)
14. Davtyan A. B., Grigoreva O. I., Grigorev I. V. Energy forest plantations for effective involvement in the turnover of agricultural land in the Russian Federation. *Forest engineering, materials science and design: Materials of the 86th Scientific and technical Conference of faculty, researchers and postgraduates (with international participation)*. Minsk, 2022, pp. 42—45. (In Russ.)
15. Zaikin A. N., Makuyev V. A. The history of equipment for forest skidding. Bryansk, BGITA, 2014. 111 p. (In Russ.)
16. Grigoreva O. I., Panarin A. O. Improving the efficiency of forest care. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the Ninth All-Russian National Scientific and Practical Conference with international participation*. Petrozavodsk, 2023, pp. 61—62 (In Russ.)
17. Grigoreva O. I., Panarin A. O. Promising ways to improve the efficiency of logging care in young trees. *Actual problems of forestry and wood processing: Materials of the All-Russian scientific and practical conference*. Edited by Yu. M. Kazakov [et al.]. Kazan, 2023, pp. 70—73. (In Russ.)
18. Grigoreva O. I. Promising directions for improving the efficiency of logging of forest care. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the third All-Russian scientific and practical conference with international participation*. Petrozavodsk, 2017, pp. 56—58. (In Russ.)
19. Grigoreva O. I., Nguyen F. Z. Promising equipment for logging forest care. *Forests of Russia: politics, industry, science, education: Materials of the scientific and technical conference*. Saint Petersburg, 2016, pp. 112—114. (In Russ.)
20. Grigoreva O. I. Improving the efficiency of logging of forest care. *Improving the efficiency of the forest complex: Materials of the Second All-Russian Scientific and Practical conference with international participation dedicated to the 65th anniversary of higher forest education in the Republic of Karelia*. Petrozavodsk, 2016, pp. 70—73. (In Russ.)

21. Grigoreva O. I. A new machine for clearing cutting areas. *Current directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2014, vol. 2, no. 5-3 (10-3), pp. 96—99. (In Russ.)
22. Dmitriev A. S., Dolzhikov I. S., Kunitskaya O. A., Khitrov E. G., Dyachenko V. M., Shvetsov A. S. Theoretical substantiation of the parameters of the propulsion of a wheeled tracked forest machine. *Systems. Methods. Technologies*, 2024, no. 1 (61), pp. 163—170. (In Russ.)
23. Khitrov E. G. Comprehensive justification of parameters and modes of operation of propellers of forest machines: Dis. ... Doctor of Technical Sciences: 05.21.01. Voronezh, 2020. 319 p. (In Russ.)
24. Nikiforova A. I., Grigoreva O. I. Modeling of the impact of forest machinery movers on the soils of logging areas. *Current directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2015, vol. 3, no. 5-4 (16-4), pp. 320—323. (In Russ.)
25. Khitrov E. G., Grigorev I. V., Khakhina A. M. Improving the efficiency of skidding by substantiating the performance of forest machines in the operational control of soil properties. Saint Petersburg, 2015. 146 p. (In Russ.)
26. Grigorev I. V. Parameters and performance indicators of a promising forwarder for low-volume logging. *Current directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2018, vol. 6, no. 4 (40), pp. 21—25. (In Russ.)
27. Grigorev I. V., Churakov A. A. Improvement of the design of an active forwarder semi-trailer based on an agricultural wheeled tractor. *Transport and transport-technological systems: Materials of the International Scientific and Technical Conference*. Ed. by N. S. Zakharov. Tyumen, 2018, pp. 84—88. (In Russ.)
28. Kalyashov V. A., Grigorev I. V., Ivanov V. A., Yudilevich A. M., Burmistrova O. N., Okhlopkova M. K., Grigoreva O. I. Features of forest soils of the cryolithozone as an object of influence of propellers of forest machines. *The system. Methods. Technologies*, 2023, no. 4 (60), pp. 94—101. (In Russ.)
29. Rego G. E., Voronov R. V., Grigoreva O. I. Algorithms for calculating schemes of transport routes in a felling area. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2. Series «II All-Russian Scientific-Technical Conference "Digital Technologies in Forest Sector"»*, Saint Petersburg, 2021, p. 012025.
30. Grigoreva O. I., Grinko O. I., Nikolaeva F. V. Forest fire transport and technological complexes based on wheeled forwarders. *Transport and transport-technological systems: Materials of the International Scientific and Technical Conference*. Ed. by N. S. Zakharov. Tyumen, 2021, pp. 55—58. (In Russ.)
31. Kalyashov V. A., Grigorev I. V., Grigoreva O. I. Comparative analysis of types of skidding on mountain slopes. *Herald of AGATHU*, 2022, no. 2 (6), pp. 41—59. (In Russ.)
32. Kalistratov A. V., Grigoreva O. I., Grigorev G. V., Dmitrieva I. N. On the importance of research on the ecological efficiency of the skidding process. *In the collection: Science, education, innovation in the border region: Materials of the republican scientific and practical conference*. Petrozavodsk, 2015, pp. 7—9. (In Russ.)
33. Grigorev I. V., Grigoreva O. I. Improving the environmental efficiency of forestry production. *Current directions of scientific research of the XXI century: theory and practice*, 2014, vol. 2, no. 3-4 (8-4), pp. 51—55. (In Russ.)