

УДК 630\*377.4

**В. С. Исаченков, В. А. Симанович**

Белорусский государственный технологический университет

**К ВОПРОСУ ВЫБОРА ТИПА ПРИЦЕПНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ МАШИН**

При лесосечных работах на участках со слабой несущей способностью почвогрунтов повышение тягово-динамических качеств колесных трелевочных машин может быть достигнуто совершенствованием конструкции двигателя, трансмиссии, ходовой части или технологического оборудования. Такими изменениями можно добиться перераспределения нагрузок на несущие системы в процессе движения и снизить динамическую нагруженность машин, увеличив их производительность и долговечность.

Основным путем дальнейшего развития конструкции колесных трелевочных машин, на наш взгляд, является совершенствование технологического оборудования, правильный выбор которого обусловлен природно-климатическими условиями лесозаготовок.

В статье представлены математические модели движения колесной трелевочной машины с различными по конструктивным особенностям типами прицепного технологического оборудования, где в качестве опорной системы принималась двухосная тележка. Проведена оценка динамической нагруженности основных элементов конструкции колесной трелевочной машины и технологического оборудования.

На основе анализа полученных результатов обоснован наиболее рациональный вариант совершенствования конструкции технологического оборудования. Выбор канатно-чокерного технологического оборудования для колесной трелевочной машины при работе на грунтах со слабой несущей способностью позволяет, в сравнении с другими типами технологического оборудования, минимизировать динамическую нагруженность и энергетические затраты в процессе трелевки.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и изготовлении колесных трелевочных машин для лесозаготовок на предприятиях Республики Беларусь.

**Ключевые слова:** математическая модель, движение, колесная трелевочная машина, технологическое оборудование, динамическая нагруженность.

**V. S. Isachenkov, V. A. Simanovich**

Belarusian State Technological University

**TO THE QUESTION OF CHOOSING THE TYPE OF TRAILED  
TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF SKIDDERS**

During logging operations in areas with weak bearing capacity of soil, an increase in the traction and dynamic qualities of wheel skidders can be achieved by improving the design of the engine, transmission, chassis or technological equipment. Such changes can achieve a redistribution of loads on the load-bearing systems during movement and reduce the dynamic loading of machines, increasing their productivity and durability.

The main way of further development of the design of wheeled skidders, in our opinion, is the improvement of technological equipment, the correct choice of which is due to the natural and climatic conditions of logging.

The article presents mathematical models of the movement of a skidder with different design features of the types of trailed technological equipment, where a biaxial trailer was adopted as a support system. The dynamic loading of the basic structural elements of the wheel skidder and technological equipment was evaluated.

Based on the analysis of the results obtained, the most rational option for improving the design of technological equipment is substantiated. The choice of cable-chock technological equipment for a skidder when working on soils with low bearing capacity allows, in comparison with other types of technological equipment, to minimize dynamic loading and energy costs in the process of skidding.

The results can be used in the design and manufacture of forest logging machines for logging at enterprises of the Republic of Belarus.

**Key words:** mathematical model, movement, skidder, technological equipment, dynamic loading.

**Введение.** Процесс лесозаготовки включает в себя взаимосвязанные последовательные операции, такие как валка деревьев, обрезка сучьев, при необходимости раскряжевка на том или ином этапе, трелевка и последующая вывозка древесного сырья потребителям. Большинство операций на сегодняшний момент выполняются комплексами машин и механизмов, однако для значительной части лесосечного фонда, расположенного на почвогрунтах со слабой несущей способностью, остается открытым вопрос целесообразности способа трелевки. Процесс трелевки включает в себя холостой ход трелевочной машины, формирование пачки хлыстов или сортиментов, рабочий ход и разгрузку пачки на погрузочном пункте [1, 2].

В Республике Беларусь на заготовке древесного сырья в указанных условиях работы в настоящее время используются колесные трелевочные машины (КТМ) с канатно-чокерным технологическим оборудованием, в частности ТТР-401. Для преодоления участка трелевочных или магистральных волоков со слабой несущей способностью почвогрунта при буксовании для этих машин во время рабочего хода используется прием сброса пачки с последующим ее подтаскиванием [3].

Повышение тягово-динамических качеств КТМ может быть достигнуто совершенствованием двигателя, ходовой части и правильным выбором типа технологического оборудования, за счет чего можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему в процессе движения и тем самым снизить динамическую нагруженность [3–8].

В качестве решения данной задачи предлагается изменить конструкцию технологического оборудования установкой дополнительной опорной системы с возможностью использования в качестве как навесного, так и прицепного варианта. В начальный момент буксования технологическое оборудование переводится из навесного положения в прицепное, и КТМ, не теряя темпа работы, преодолевает проблемный участок. После преодоления указанного участка технологическое оборудование переводится в навесное положение, что значительно снижает энергетические потери во время преодоления участков с удовлетворительной несущей способностью почвогрунта.

В ранее выполненных работах были теоретически обоснованы и экспериментально подтверждены основные параметры прицепного технологического оборудования (ПТО) [9–11]. Однако дальнейшие исследования поставили вопрос о необходимости сравнительного анализа различных по конструктивным особенностям типов применяемого технологического оборудо-

вания, а также конструкций опорных систем ПТО.

Основным методом теоретических исследований в настоящее время является разработка математических моделей движения специальных транспортных средств на основе методов системного подхода и синтеза, которое широко применяется для лесозаготовительной техники различного назначения.

В представленной работе рассматриваются динамические системы, в которых технологическое оборудование КТМ размещено в прицепном варианте, а в качестве опорной системы выбрана двухосная тележка. В первом варианте выбран пачковый челюстной захват с гидроприводом (КЗ), размещенный на специальной арке (ПА) и обозначенный как 2ПКЗ; во втором варианте – гидрозажимной коник (ПК), обозначенный в дальнейшем как 2ПКН.

**Основная часть.** Основные принципы построения расчетных схем и составления математических моделей движения КТМ, оснащенной различными по компоновочному решению типами ПТО, имеют допущения, аналогичные математическому аппарату, представленному в работе [11]. Они предполагают нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс, входящих в системы, при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения.

Расчетные динамические схемы определяются следующими обобщенными координатами: вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести КТМ –  $y_1, y_2, y_3$ ; вертикальным перемещением центра тяжести переднего моста КТМ –  $y_4$ ; вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести ПТО (ПК и ПА) –  $y_5, y_6, y_7$ ; углом поворота коленчатого вала двигателя –  $y_8$ ; углами поворота колес КТМ –  $y_9$  и  $y_{10}$ ; вертикальными и продольными перемещениями центра тяжести КЗ и дискретных масс пачки деревьев –  $y_{11}, y_{12}, y_{13}$ ; вертикальным перемещением центра тяжести водителя и сидения –  $y_{14}$ .

Для расчетных схем и описывающих их уравнений приняты следующие параметры:  $M_d$  – момент двигателя;  $I_d$  – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления;  $I_{K1}, I_{K2}$  – моменты инерции элементов трансмиссии и колес КТМ, приведенные к их осям;  $I_T, I_{ПА}, I_{ПК}$  – моменты инерции КТМ, ПА и ПК соответственно;  $M_T, m_M, m_{ПА}, m_{ПК}$  – масса КТМ, подрессоренная масса переднего моста КТМ, масса ПА и ПК соответственно;  $m_{КЗ}, m_2$  и  $m_3$  – дискретные массы клещевого захвата и пачки хлыстов;  $m_B$  – подрессоренная масса водителя и сиденья;

$c_1, k_1$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления переднего моста КТМ;  $c_2, c_3, k_2, k_3$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин, установленных на колеса КТМ;  $c_{41}, c_{42}, k_{41}, k_{42}$  – коэффициенты вертикальной и горизонтальной жесткости и сопротивление сцепки КТМ с ПТО;  $c_{51}, c_{52}, k_{51}, k_{52}$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин, установленных на колесах балансирующей тележки ПТО;  $c_{61}, c_{62}, k_{61}, k_{62}$  – коэффициенты горизонтальной жесткости и сопротивления шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес КТМ с трелевочным волоком;  $c_7, c_8, k_7, k_8$  – коэффициенты угловой жесткости и сопротивление валов привода переднего и заднего мостов КТМ;  $c_{11}, k_{11}$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления пачки хлыстов;  $c_{12}, k_{12}$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления сидения водителя;  $c_{13}, c_{14}, k_{13}, k_{14}$  – коэффициенты горизонтальной и вертикальной жесткости и сопротивления в КЗ;  $i_1, i_2$  – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов КТМ;  $a, b, h_T$  – координаты центра тяжести КТМ;  $l_B$  – координата центра тяжести водителя и сидения;  $l_{ПА}, h_{ПА}$  – координаты центра тяжести ПА;  $l_{ПК}, h_{ПК}$  – координаты центра тяжести ПК;  $l_{СЦ}, h_{СЦ}, h_2$  – координаты точек сцепки КТМ и ПТО;  $L_X$  – длина пачки хлыстов;  $l_1, l_2$  – координаты центра тяжести пачки хлыстов;  $h_{КЗ}$  – координата КЗ относительно трелевочного волока;  $l_{КЗ}$  – координата центра тяжести КЗ относительно центра тяжести ПА;  $l_6, l_7$  – расстояния от горизонтальных координат осей до центра тяжести ПТО;  $r_1, r_2, r_3, r_4$  – радиусы качения шин колес КТМ и ПТО;  $q_1, q_2, q_3, q_4$  – текущие значения ординат микропрофиля неровностей трелевочного волока под шинами колес КТМ и ПТО;  $P_{К1}, P_{К2}$  – касательные силы тяги, развиваемые на колесах КТМ;  $P_{F1}, P_{F2}, P_{F3}, P_{F4}$  – силы сопротивления шин колес КТМ и ПТО;  $P_V$  – сила сопротивления волочению пачки хлыстов.

Массово-геометрические параметры, моменты инерции, силы сопротивления и касательные силы тяги для описания исследуемых динамических систем аналогичны данным в работе [11].

На рис. 1 представлены расчетные схемы динамической системы КТМ с ПТО различных компоновочных решений, разработанные с учетом ряда принятых допущений, на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев:  $a$  – 2ПКЗ (схема имеет четырнадцать степеней свободы);  $b$  – 2ПКН (схема имеет двенадцать степеней свободы).

Посредством математического аппарата, на основе системы высокоуровневого программирования MATLAB 7.11.0 (R2010b),

получены матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, первые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса, что позволило определить все необходимые параметры оценки динамической нагруженности КТМ, оснащенной различным по типу решения ПТО.

Так, изменения вертикальных ускорений по времени в центре тяжести ПТО определялись по следующим зависимостям:

а) для 2ПКЗ:

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_5 = & \left[ c_{41} (Y_1 - (b + l_{СЦ}) Y_2 - Y_5 - (l_{ПА} - l_{СЦ}) Y_6) + \right. \\ & + k_{41} (\dot{Y}_1 - (b + l_{СЦ}) \dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{ПА} - l_{СЦ}) \dot{Y}_6) - \\ & - c_{51} (Y_5 + l_6 Y_6 - Q_3) - k_{51} (\dot{Y}_5 + l_6 \dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) - \\ & - c_{52} (Y_5 - l_7 Y_6 - Q_4) - k_{52} (\dot{Y}_5 - l_7 \dot{Y}_6 - \dot{Q}_4) - \\ & \left. - c_{14} (Y_5 - l_{КЗ} Y_6 - Y_{11}) - k_{14} (\dot{Y}_5 - l_{КЗ} \dot{Y}_6 - \dot{Y}_{11}) \right] / m_{ПА}; \end{aligned}$$

б) для 2ПКН:

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_5 = & \left[ c_{41} (Y_1 - (b + l_{СЦ}) Y_2 - Y_5 - (l_{ПК} - l_{СЦ}) Y_6) + \right. \\ & + k_{41} (\dot{Y}_1 - (b + l_{СЦ}) \dot{Y}_2 - \dot{Y}_5 - (l_{ПК} - l_{СЦ}) \dot{Y}_6) - \\ & - c_{51} (Y_5 + l_6 Y_6 - Q_3) - k_{51} (\dot{Y}_5 + l_6 \dot{Y}_6 - \dot{Q}_3) - \\ & - c_{52} (Y_5 - l_7 Y_6 - Q_4) - k_{52} (\dot{Y}_5 - l_7 \dot{Y}_6 - \dot{Q}_4) - \\ & - l_2 c_{11} (l_2 Y_5 / L_X - Y_{13}) / L_X - \\ & \left. - l_2 k_{11} (l_2 \dot{Y}_5 / L_X - \dot{Y}_{13}) / L_X \right] / m_{ПК}. \end{aligned}$$

Изменение вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сидения по времени определялось по формуле

$$\ddot{Y}_{14} = [-c_{12} (Y_{14} - Y_1 + l_B Y_2) - k_{12} (\dot{Y}_{14} - \dot{Y}_1 + l_B \dot{Y}_2)] / m_B.$$

В данных уравнениях заглавные буквы степеней свободы означают полученные при моделировании матрицы результатов, обработка которых позволила построить графики нормированных спектральных плотностей ускорений центра тяжести ПТО, центра тяжести водителя и сидения и их изменения в зависимости от применяемого технологического оборудования.

Моделирование динамических процессов для различных типов ПТО проводилось при равных весовых, жесткостных и других параметрах систем. В частности, рассматривался процесс трелевки КТМ пачки деревьев объемом  $V_{ХЛ} = 1,2 \text{ м}^3$  при скорости перемещения КТМ  $V = 4,57 \text{ км/ч}$  при одинаковых характеристиках микропрофиля волока. Результаты обрабатывались методами математической статистики.

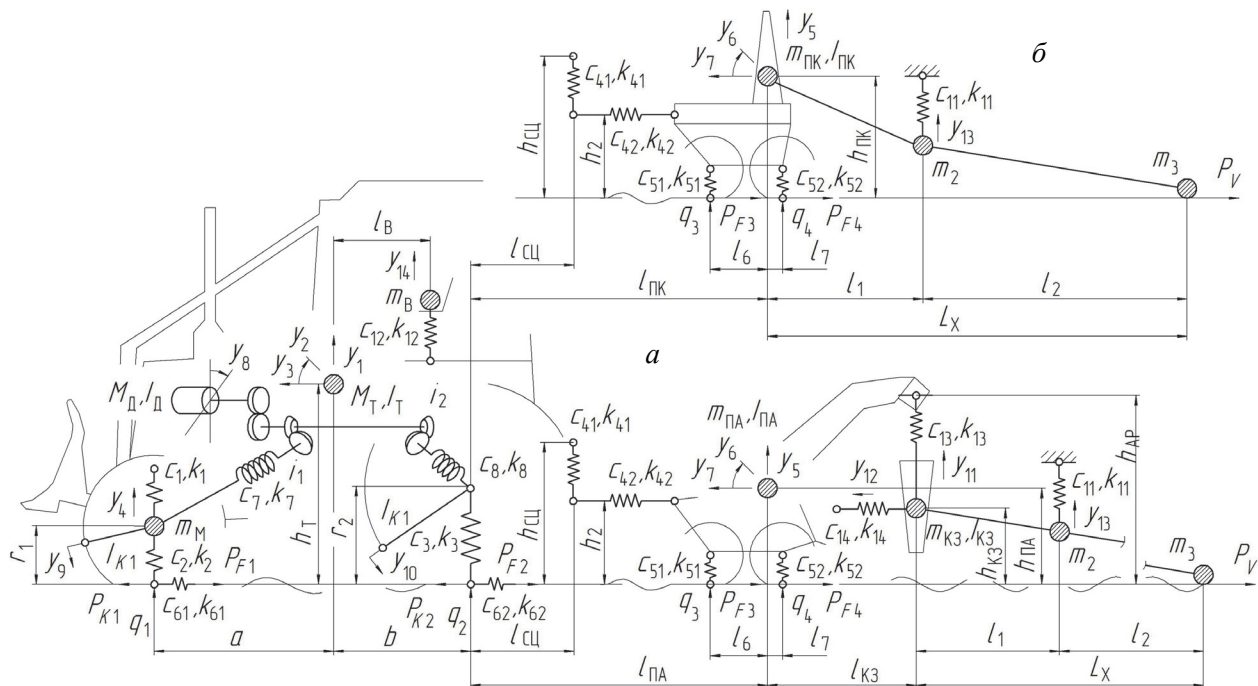


Рис. 1. Расчетные схемы динамической системы КТМ, оснащенной:  
а – 2ПКЗ; б – 2ПКН

На рис. 2 представлены нормированные спектральные плотности ускорения центра тяжести различных типов ПТО при движении КТМ по магистральному волоку.

Для всех типов технологического оборудования максимум нормированной спектральной плотности ускорения центра тяжести ПТО проявляется дважды.

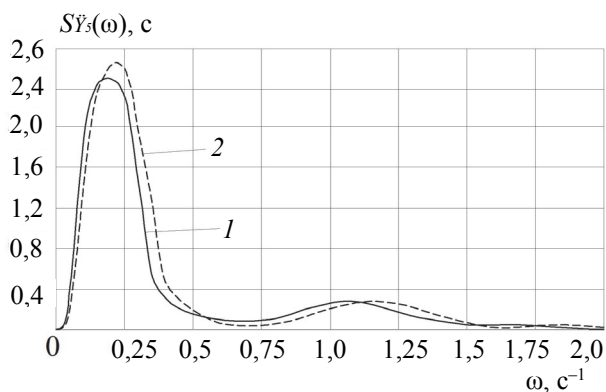


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести ПТО при движении по магистральному волоку:  
1 – 2ПКЗ; 2 – 2ПКН

Первый раз для 2ПКЗ он проявляется при частоте  $0,18 \text{ c}^{-1}$  и достигает значения  $2,45 \text{ c}$ , а для 2ПКН при частоте  $0,21 \text{ c}^{-1}$  имеет значение  $2,53 \text{ c}$ . Во второй раз для 2ПКЗ при частоте  $1,12 \text{ c}^{-1}$  он достигает  $0,32 \text{ c}$ , для 2ПКН при частоте  $1,18 \text{ c}^{-1}$  –  $0,36 \text{ c}$ . Процесс снижения ста-

тистических величин ускорений затухает более интенсивно для 2ПКЗ.

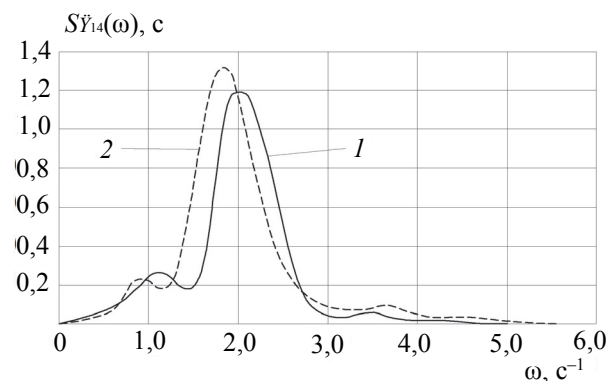


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести водителя и сидения при движении по магистральному волоку:  
1 – 2ПКЗ; 2 – 2ПКН

Из графиков нормированных спектральных плотностей ускорения центра тяжести водителя и сидения (рис. 3) видно, что основные максимальные значения встречаются один раз и лежат в диапазоне частот от  $1,8$  до  $2,1 \text{ c}^{-1}$ , при этом абсолютные величины максимумов зависят от применяемого типа технологического оборудования. Абсолютный максимум при этом уменьшается для 2ПКЗ в  $1,08$  раза по сравнению с 2ПКН.

В результате теоретических исследований были определены основные весовые и геометрические размеры ПТО путем изменения

входящих в динамическую систему параметров, которые влияют на процессы движения КТМ.

Сравнение полученных результатов с выполненными ранее исследованиями КТМ позволяет сделать вывод о целесообразности применения прицепного канатно-чokerного технологического оборудования при работе на почвогрунтах со слабой несущей способностью.

**Заключение.** Результатами теоретических исследований установлено, что введение в кон-

струкцию колесной трелевочной машины прицепного канатно-чokerного технологического оборудования позволяет минимизировать показатели динамической нагруженности во время трелевки на почвогрунтах со слабой несущей способностью. Полученные данные могут быть использованы при проектировании колесных агрегатных машин для лесозаготовки на машиностроительных предприятиях.

### Список литературы

1. Вырко Н. П. Сухопутный транспорт леса. Минск: БГТУ, 2003. 438 с.
2. Матвейко А. П., Клоков Д. В., Протас П. А. Технология и оборудование лесосечных и лесоскладских работ. Практикум. Минск: БГТУ, 2013. 199 с.
3. Протас П. А., Клоков Д. В. Аналитическое исследование процесса взаимодействия колесных трелевочных машин с пачкой хлыстов и волоком // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. 2014. Т. 2, № 5–4. С. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
4. Кононов А. М. Исследование реализации тягово-сцепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистых почвах Беларуси: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Горки: БСХА, 1974. 41 с.
5. Гапоненко В. С. О путях снижения уплотняющего воздействия машинно-тракторных агрегатов на почву // Влияние сельскохозяйственной техники на почву: труды Почвенного ин-та им. В. В. Докучаева. М., 1981. С. 5661.
6. Соколова В. А., Петров И. П. Исследование взаимодействия арочного колеса с опорной поверхностью // Труды НАМИ. 1962. Вып. 54. С. 64–72.
7. Хайлис Г. А. К теории качения пневматического колеса // Тракторы и сельхозмашины. 1963. № 3. С. 5–7.
8. Симанович В. А., Демидов В. А., Клоков Д. В. Колеса и шины лесных и лесотранспортных машин. Минск: БГТУ, 2005. 84 с.
9. Симанович В. А., Исаченков В. С. Оценка тягово-сцепных свойств трелевочных тракторов с усовершенствованной конструкцией несущей системы // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревооб- раб. пром-сть. 2009. Вып. XVII. С. 116–119.
10. Исаченков В. С., Симанович В. А. Обоснование параметров канатно-чokerного технологического оборудования // Труды БГТУ. 2012. № 2: Лесная и деревооб- раб. пром-сть. С. 39–42.
11. Исаченков В. С., Симанович В. А. Обоснование параметров прицепного технологического оборудования колесных трелевочных машин // Труды БГТУ. 2016. № 2: Лесная и деревооб- раб. пром-сть. С. 23–27.

### References

1. Vyrko N. P. *Sukhoputnyy transport lesa* [Forest land transport]. Minsk, BGTU Publ., 2003. 438 p.
2. Matveyko A. P., Klokov D. V., Protas P. A. *Tekhnologiya i oborudovanie lesosechnykh i lesosklad- skikh rabot. Praktikum* [Technology and equipment for logging and landing works. Practical work]. Minsk, BGTU Publ., 2013. 199 p.
3. Protas P. A., Klokov D. V. Analytical study of the interaction of wheel skidder with a bundle of stems and portage. *Recent research trends of the XXI century: theory and practice*, 2014, vol. 2, no. 5–4, pp. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
4. Kononov A. M. *Issledovaniye realizatsii tyagovo-stsepykh kachestv i agrotekhnicheskoy prokhodimosti kolesnykh traktorov na suglinistykh pochvakh Belarusi: aftoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Investigation of the realization of traction-coupling qualities and agrotechnical patency of wheeled tractors on loamy soils in Belarus. Abstract of thesis DSc (Engineering)]. Gorki, BSHA Publ., 1974. 41 p.
5. Gaponenko V. S. On ways to reduce the sealing effect of machine-tractor aggregates on the soil. *Trudy Pochvennogo instituta im. V. V. Dokuchaeva "Vliyaniye sel'skokhozyaystvennoy tekhniki na pochvu"* [Proceedings of Soil Institute] named after V. V. Dokuchaev "Influence of agricultural machinery on soil", 1981, p. 5661 (In Russian).
6. Sokolova V. A., Petrov I. P. Study of the interaction of an arched wheel with a supporting surface. *Trudy NAMI* [Proceedings of NAMI], 1962, issue 54, pp. 64–72 (In Russian).

7. Haylis G. A. To the theory of the rolling of a pneumatic wheel. *Tractory i sel'khoz mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 1963, no. 3, pp. 5–7 (In Russian).

8. Simanovich V. A., Demidov V. A., Klovok D. V. *Kolesa i shiny lesnykh i lesotransportnykh mashin* [Wheels and tires forestry and transport machine]. Minsk, BGTU Publ., 2005. 84 p.

9. Simanovich V. A., Isachenkov V. S. Evaluation of traction characteristics skidders with advanced design support system. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], series 2, Forest and Woodworking Industry, 2009, issue 17, pp. 116–119 (In Russian).

10. Isachenkov V. S., Simanovich V. A. Rope-choker trailed implements determination of parameters. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 39–42 (In Russian).

11. Isachenkov V. S., Simanovich V. A. Substantiation of the parameters of tow technology equipment wheeled skidders. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2016, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 23–27 (In Russian).

#### Информация об авторах

**Исаченков Владимир Сергеевич** – старший преподаватель кафедры инженерной графики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

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

#### Information about the authors

**Isachenkov Vladimir Sergeevich** – Senior Lecturer, the Department of Engineering Drawing. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: v.isachenkov@belstu.by

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

Поступила 03.03.2020