



## ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ФОРВАРДЕРА 8×8

Владислав Е. Клубничкин<sup>1</sup> ✉, vkclubnichkin@gmail.com, 0000-0002-1231-8185

Александр Б. Карташов<sup>2</sup>, kartashov@bmstu.ru, 0000-0003-0160-6293

Георгий О. Котиев<sup>2</sup>, kotievgo@ya.ru, 0000-0001-7884-157X

Денис Ю. Дручинин<sup>3</sup>, druchinin.denis@rambler.ru, 0000-0003-2128-2687

<sup>1</sup>Мытищинский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», ул. 1-я Институтская, д. 1, г. Мытищи, 141005, Российская Федерация

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, г. Москва, 105005, Российская Федерация

<sup>3</sup>ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация

Рассмотрены условия эксплуатации колесных форвардеров. Описаны требования к эффективности тормозной системы, а также методы испытаний рабочей и стояночной тормозной системы колесных лесозаготовительных машин при работе на подъемах и спусках величиной до 50%. Представлены самые тяжелые случаи нагружения тормозной системы с точки зрения удержания форвардера на уклоне. Составлена расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при спуске колесного форвардера. Приведены исходные данные необходимые для расчета тормозной системы машины. Даны результаты расчетов реакций при расположении форвардера на горизонтальной опорной поверхности и расчет реакций в пятне контакта колеса при спуске и подъеме. Представлены технические параметры тормозной системы балансирных мостов NAF TAP 7601 применяемых на разрабатываемой машине. Приведены результаты расчетов тормозных свойств форвардера в снаряженном состоянии и при полной массе на спуске характеризующийся параметрами  $\alpha = 40\%$  и  $\alpha = 50\%$ , а также на подъеме  $\alpha = -50\%$ . Представлены результаты расчетов требуемого тормозного момента на колесах машины, максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес переднего и заднего мостов машины. Дан коэффициент запаса тормозных механизмов и коэффициент запаса по сцеплению.

**Ключевые слова:** тормозной механизм, форвардер, спуск, подъем, колесо, пятно контакта, тормозной момент

**Благодарности:** Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э. Баумана при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения № 075-11-2019-030 от 22 ноября 2019 г.

Авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.

**Конфликт интересов:** авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

**Для цитирования:** Клубничкин В. Е. Расчет тормозных механизмов колесного форвардера / В. Е. Клубничкин, А. Б. Карташов, Г. О. Котиев, Д. Ю. Дручинин // Лесотехнический журнал. – 2021. – Т. 11. – № 4 (44). – С. 124–138. – Библиогр.: с. 135–137 (13 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.4/11>.

**Поступила:** 26.10.2021 **Принята к публикации:** 24.12.2021 **Опубликована онлайн:** 30.12.2021

## RESEARCH OF BRAKING PROPERTIES OF WHEEL FORWARDER 8×8

Vladislav E. Klubnichkin<sup>1</sup> ✉, vklubnichkin@gmail.com,  0000-0002-1231-8185

Aleksandr B. Kartashov<sup>2</sup>, kartashov@bmstu.ru,  0000-0003-0160-6293

Georgiy O. Kotiev<sup>2</sup>, kotievgo@ya.ru,  0000-0001-7884-157X

Denis Yu. Druchinin<sup>3</sup>, druchinin.denis@rambler.ru,  0000-0003-2128-2687

<sup>1</sup> Mytishchi branch of Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, 141005, 1st Institutskaya street, 1, Mytishchi, Russian Federation

<sup>2</sup> Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, 105005, 5 2nd Baumanskaya street, bldg. 1, Moscow, Russian Federation

<sup>3</sup> FSBEI HE Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, 394087, 8 Timiryazeva street, Voronezh, Russian Federation

### Abstract

The operating conditions of wheeled forwarders have been considered. The requirements for the efficiency of the braking system are described, as well as methods for testing the working and parking braking systems of wheeled forestry machines when operating on ups and downs of up to 50%. The most severe brake loading situations in terms of keeping the forwarder on a slope have been shown. A calculation scheme for determining the loads in the contact patch during the descent of a wheeled forwarder has been drawn up. The initial data necessary for calculating the braking system of the machine have been given. The results of calculations of reactions when the forwarder is located on a horizontal support surface and the calculation of reactions in the contact patch of the wheel during descent and ascent are given. The technical parameters of the braking system of the NAF TAP 7601 balancer axles used on the developed machine have been presented. The results of calculations of the braking properties of the forwarder in running order and at full weight on the descent (characterized by the parameters  $\alpha = 40\%$  and  $\alpha = 50\%$ , as well as on the ascent  $\alpha = -50\%$ ) have been presented. The results of calculations of the required braking torque on the wheels of the machine, the maximum-realized braking torque for the adhesion of all wheels of the front and rear axles of the machine have been presented. The safety factor of braking mechanisms and the safety factor for adhesion have been given.

**Keywords:** brake mechanism, forwarder, descent, ascent, wheel, contact patch, braking torque

**Acknowledgments:** The work was carried out at the Bauman Moscow State Technical University with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation under Agreement No. 075-11-2019-030 dated November 22, 2019.

The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

**Conflict of interest:** the authors declare no conflict of interest.

**For citation:** Klubnichkin V.E., Kartashov A.B., Kotiev G.O., Druchinin D.Yu (2021) Calculation of the braking mechanisms of a wheeled forwarder. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forest Engineering journal], Vol. 11, No. 4 (44), pp. 124-138 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.4/11>.

**Received:** 26.10.2021    **Revised:** 16.12.2021    **Accepted:** 24.12.2021    **Published online:** 30.12.2021

## Введение

В лесной промышленности технический прогресс зависит от прогрессивности технологических процессов, технического уровня лесозаготовительных машин, а также эффективности их работы. На долю оборудования и инструмента в лесной промышленности приходится более половины капиталовложений.

Российские и зарубежные исследователи отмечают актуальность внедрения технологических процессов заготовки древесины, основанных на применении специализированных колесных лесозаготовительных машин. С каждым годом лесопромышленные предприятия Российской Федерации отдают все больше предпочтения Скандинавской технологии заготовки древесины, при которой используется комплекс машин, включающий в себя харвестер и форвардер на колесном движителе. Данные машины ориентированы на заготовку круглого древесного сырья в виде сортиментов с последующей их трелевкой по лесосеке в полностью погруженном состоянии. Основные требования, предъявляемые к колесным форвардерам – это высокие рабочие скорости движения, хорошая проходимость, комфортные условия труда оператора, безопасность при работе, обеспечиваемая эффективной тормозной системой [1, 2, 3, 4].

Условия, в которых эксплуатируются форвардеры весьма разнообразны. Они характеризуются пересеченным рельефом местности, слабонесущими грунтами, встречающимися единичными неровностями (пни, камни, валежник), крутыми подъемами и спусками и т.д. [5, 6]. При этом в данных условиях оператору форвардера необходимо выполнять технологические операции погрузки и разгрузки сортиментов с частыми остановками машины [7].

В работе проводится исследование по определению нагрузок в пятне контакта колес, расчет тормозных механизмов шарнирно-сочлененного форвардера колесной формулой 8х8 для различных условий (горизонтальное положение, спуск и подъем) [8].

Технические требования к рабочей и стояночной тормозным системам лесозаготовительных машин должны соответствовать требованиям ГОСТ

ISO 11169-2011 [9].

Согласно ГОСТ ISO 11169-2011 «Тракторы лесопромышленные и лесохозяйственные колесные, машины лесозаготовительные и лесохозяйственные колесные. Требования к эффективности и методы испытаний тормозных систем» рабочая и стояночная тормозные системы должны удерживать неподвижно машину при переднем и заднем ее положении на уклоне 40% [10, 11, 12].

Самым тяжелым с точки зрения удержания форвардера будет случай спуска с уклона, поскольку в этом случае возникают большие значения нормальных реакций в колесах, по сравнению со случаем подъема [13, 14, 15]. Его расчетная схема представлена на рисунке 2.

## Материалы и методы

### Расчет статических реакций по осям

Выполнен расчет статических реакций при горизонтальном положении, подъеме и спуске форвардера при снаряженной и полной массе.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

При расчетах были приняты допущения о том, что жесткость подвески каждой из осей одинакова, контакт колеса с опорной поверхностью точечный, реакция от задней тележки приложена к опорному основанию, линия ее действия проходит через ось вращения балансира.

### Расчет реакций при расположении форвардера на горизонтальной опорной поверхности

Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при горизонтальном положении форвардера представлена на рисунке 1. Начало координат принято в центре переднего балансира.

Реакция на переднем балансире:

$$R_{z1} = \frac{M \cdot g \cdot (l_4 - l_c)}{l_4} \quad (1)$$

Реакция под передним колесом:

$$R_{z11} = \frac{R_{z1}}{4} \quad (2)$$

Реакция на заднем балансире:

$$R_{z2} = M \cdot g - R_{z1} \quad (3)$$

Реакция под задним колесом:

$$R_{z21} = \frac{R_{z2}}{4} \quad (4)$$

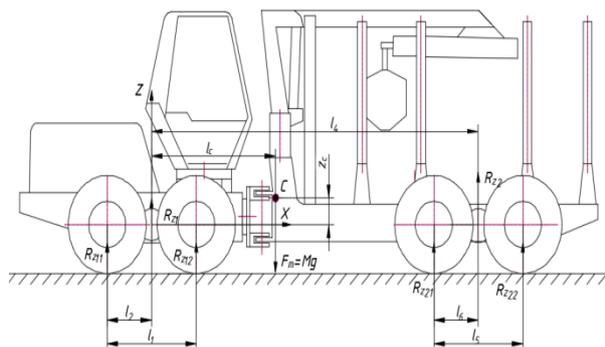


Рисунок 1. Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при горизонтальном положении форвардера

Figure 1. Calculation scheme for determining the loads in the contact spot at the horizontal position of the forwarder

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

Полученные результаты расчета отражены в табл. 2.

#### Расчет реакций в пятне контакта колеса при спуске и подъеме

Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при спуске форвардера представлена на рис. 2. Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при подъеме форвардера представлена на рис. 3. Начало координат принято в центре переднего балансира. При расчете параметров при спуске принимается положительное значение угла  $\alpha$ , при подъеме – отрицательное.

Реакция на переднем балансире:

$$R_{z1} = \frac{M \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot z_c + M \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot (l_4 - l_c)}{l_4} \quad (5)$$

Реакция под передним колесом:

$$R_{z11} = \frac{R_{z1}}{4} \quad (6)$$

Реакция на заднем балансире:

$$R_{z2} = M \cdot g - R_{z1} \quad (7)$$

Реакция под задним колесом:

$$R_{z21} = \frac{R_{z2}}{4} \quad (8)$$

Результаты расчетов отражены в табл. 2. Также в таблицу включены результаты для спуска на уклоне 40 %, необходимые для расчета тормозных свойств.

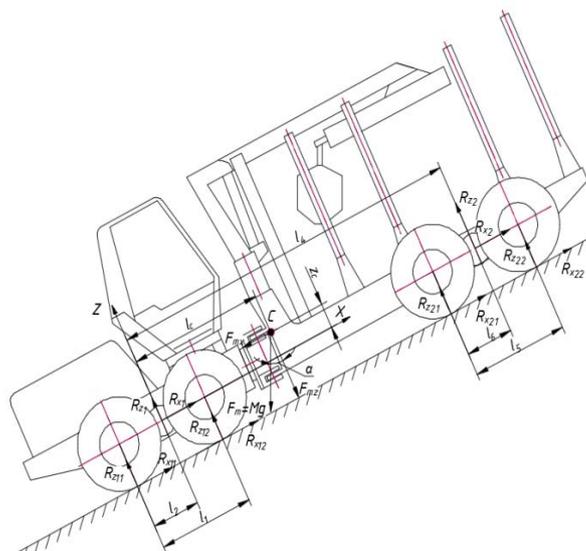


Рисунок 2. Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при спуске форвардера

Figure 2. Calculation scheme for determining the loads in the contact spot during the descent of the forwarder

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

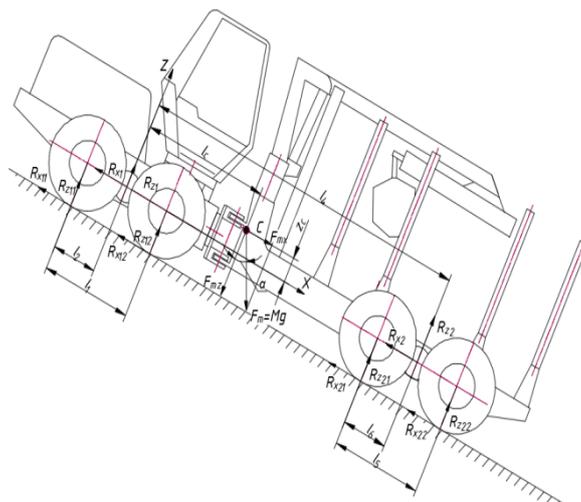


Рисунок 3. Расчетная схема определения нагрузок в пятне контакта при подъеме форвардера

Figure 3. Calculation scheme for determining the loads in the contact spot when lifting the forwarder

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

Таблица 3

Исходные данные

Table 3

Initial data

Параметр Parameter	Описание Description
Снаряженная масса форвардера, кг Curb weight of forwarder, kg	21 000
Полная масса, кг Gross weight, kg	41000
Максимальный угол преодолеваемого подъема, $\alpha$ , % ( $^\circ$ ) Maximum angle of ascent to be overcome, $\alpha$ , % ( $^\circ$ )	50 (26,565)
Снаряженная масса   Curb weight	
Расстояние вдоль оси X от начала координат до центра тяжести, $l_c$ , мм Distance along the X-axis from the origin to the center of gravity, $l_c$ , mm	2782
Расстояние вдоль оси Z от начала координат до центра тяжести, $Z_c$ , мм Distance along the Z axis from the origin to the center of gravity, $Z_c$ , mm	539
Полная масса   Gross weight	
Расстояние вдоль оси X от начала координат до центра тяжести, $l_c$ , мм Distance along the X-axis from the origin to the center of gravity, $l_c$ , mm	4234
Расстояние вдоль оси Z от начала координат до центра тяжести, $Z_c$ , мм Distance along the Z axis from the origin to the center of gravity, $Z_c$ , mm	1452

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: own calculations

Таблица 2

Результаты расчетов нормальных реакций форвардера

Table 2

Results of calculations of normal reactions of the forwarder

Параметр Parameter	Гориз. положение Horiz. position	Спуск $\alpha = 40\%$ Descent	Спуск $\alpha = 50\%$ Descent	Подъем $\alpha = 50\%$ Lift
Снаряженная масса   Curb weight				
Нормальная реакция на переднем балансире, кН Normal reaction on the front balancer, kN	113,53	98,76	93,54	109,55
Нормальная реакция на переднем колесе, кН Normal reaction on the front wheel, kN	28,38	24,69	23,385	27,388
Нормальная реакция на заднем балансире, кН Normal reaction on the rear balance beam, kN	92,407	92,45	90,66	74,65
Нормальная реакция на заднем колесе, кН Normal reaction on the rear wheel, kN	23,10	23,11	22,67	18,66
Полная масса   Gross weight				
Нормальная реакция на переднем балансире, кН Normal reaction on the front balancer, kN	127,50	83,41	71,92	156,15
Нормальная реакция на переднем колесе, кН Normal reaction on the front wheel, kN	31,87	20,85	17,98	39,037
Нормальная реакция на заднем балансире, кН Normal reaction on the rear balance beam, kN	274,58	289,91	287,7	203,48
Нормальная реакция на заднем колесе, кН Normal reaction on the rear wheel, kN	68,64	72,48	71,93	50,87

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: own calculations

Технические параметры тормозной системы моста NAF TAP 7601

Table 3

Technical parameters of the brake system of the axle NAF TAP 7601

Рабочая тормозная система   Service brake system	
Тормозной момент фрикционов (дин.), Н·м   Braking torque of the frictions (din.), N·m	3300
Тормозной момент колес (дин.), Н·м   Braking torque of wheels (din.), N·m	60000
Тормозной момент фрикционов (стат.), Н·м   Braking torque of the frictions (stat.), N·m	5000
Тормозной момент колес (стат.), Н·м   Braking torque of wheels (stat.), N·m	90800
Давление, бар   Pressure, bar	80..100
Активная площадь поршня, мм <sup>2</sup>   Active area of the piston, mm <sup>2</sup>	1410
Требуемое начальное давление, бар   Required initial pressure, bar	0,5..1,5
Ход, мм   Stroke, mm	
новые фрикционы   new friction	5-6
максимальное значение   maximum value	11
Стояночная тормозная система   Parking brake system	
Тормозной момент фрикционов (стат.), Н·м   Braking torque of the frictions (stat.), N·m	6200
Тормозной момент колес (стат.), Н·м   Braking torque of wheels (stat.), N·m	112 000
Противодавление, бар   Back pressure, bar	40..80
Активная площадь поршня, мм <sup>2</sup>   Active area of the piston, mm <sup>2</sup>	4880
Ход, мм   Stroke, mm	
новые фрикционы   new friction	5-6
максимальное значение   maximum value	11

Источник: nafaxles.com

Source: nafaxles.com

Таблица 4

Результаты расчетов тормозных свойств форвардера

Table 4

Results of calculations of braking properties of forwarder

Параметр Parameter	Спуск $\alpha = 40\%$ Descent	Спуск $\alpha = 50\%$ Descent	Подъем $\alpha = -50\%$ Lift
Снаряженная масса   Curb weight			
Требуемый суммарный тормозной момент, Т <sub>торм</sub> , кН·м Required total braking torque, T <sub>торм</sub> , kN·m	51,02	61,43	-61,43
Коэффициент запаса тормозных механизмов, k <sub>торм</sub> Brake reserve ratio, k <sub>торм</sub>	3,56	2,96	2,96
Максимальный суммарный момент колес по трению, Т <sub>сцеп</sub> , кН·м The maximum total friction torque of the wheels, T <sub>сцеп</sub> , kN·m	70,14	67,57	67,57
Коэффициент запаса по сцеплению, k <sub>сцеп</sub> The coefficient of the clutch reserve, k <sub>сцеп</sub>	1,37	1,1	1,1
Полная масса   Gross weight			
Требуемый суммарный тормозной момент, Т <sub>торм</sub> , кН·м Required total braking torque, T <sub>торм</sub> , kN·m	99,6	119,93	119,93
Коэффициент запаса тормозных механизмов, k <sub>торм</sub> Brake reserve ratio, k <sub>торм</sub>	1,82	1,514	1,514
Максимальный суммарный момент колес по трению, Т <sub>сцеп</sub> , кН·м The maximum total friction torque of the wheels, T <sub>сцеп</sub> , kN·m	136,95	131,93	131,93
Коэффициент запаса по сцеплению, k <sub>сцеп</sub> The coefficient of the clutch reserve, k <sub>сцеп</sub>	1,37	1,1	1,1

Источник: собственные вычисления авторов

Source: own calculations

Максимальная нормальная нагрузка на мост 289,9кН возникает при полной массе при спуске на 40% уклоне, соответствующая нормальная нагрузка на колеса составляет 72,48 кН.

### Результаты и обсуждение

Исходные данные для расчета и результаты расчета нормальных реакций  $R_z$  отражены в таблице 1 и 2 соответственно. Рассматриваются случаи спуска при угле 40% для удовлетворения требований ГОСТ ISO 11169-2011, а также спуска и подъема при угле 50% для удовлетворения требования Технического задания по преодолению максимального уклона.

Значение требуемого для удержания форвардера суммарного тормозного момента колес определяется по формуле (9):

$$T_{\text{торм}} = M \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_{\text{ко}}, \quad (9)$$

где  $M$  – масса форвардера;

$\alpha$  – угол наклона опорного основания;

$r_{\text{ко}}$  – статический радиус колеса. Для шины 750/55 B26.5  $r_{\text{ко}} = 667\text{мм}$ .

Коэффициент запаса тормозных механизмов форвардера определяется по формуле (10):

$$k_{\text{торм}} = \left| \frac{2 \cdot T_{\text{торм\_моста}}}{T_{\text{торм}}} \right|, \quad (10)$$

где  $T_{\text{торм\_моста}}$  – суммарный тормозной момент всех колес моста.

На форвардере планируется применять мосты NAF TAP 7601. Технические параметры тормозной системы моста NAF TAP 7601 представлены в таблице 3.

Из таблицы 3 принимаем  $T_{\text{торм\_моста}} = 90,8$  кН·м – тормозной момент рабочего тормоза в статике (заблокированное положение). При выполнении требований ГОСТ ISO 11169-2011 и Технического задания рабочими тормозами, их выполнение стояночным тормозом становится гарантированным, поскольку значение тормозного момента стояночной тормозной системы больше чем рабочей (таблица 3).

Также проводится расчет максимального момента по трению для подтверждения возможности остановки и нахождения форвардера в заданном положении. Максимальный суммарный момент колес по трению:

$$T_{\text{сцеп}} = M \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot \mu \cdot r_{\text{ко}}, \quad (11)$$

где  $\mu$  – коэффициент сцепления. Для твердого сухого опорного основания принимаем  $\mu = 0,55$ .

Коэффициент запаса по трению определяется по формуле (12):

$$k_{\text{сцеп}} = \left| \frac{T_{\text{сцеп}}}{T_{\text{торм}}} \right|, \quad (12)$$

Полученные результаты расчетов тормозных свойств форвардера представлены в табл. 4.

По полученным результатам видно, что все значения коэффициентов запаса тормозных механизмов и коэффициентов запаса по сцеплению имеют значения  $> 1$ . Исходя из этого можно сделать вывод, что имеющиеся тормоза позволяют удовлетворять требования ГОСТ ISO 11169-2011 и Технического задания.

### Расчет распределения тормозных моментов по мостам

В данной части проводится расчет распределения тормозных моментов по мостам с целью получения режимов их работы.

Уравнение равновесия относительно продольной оси имеет вид:

$$M \cdot g \cdot \sin(\alpha) = R_{x1} + R_{x2}, \quad (13)$$

где  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  – суммарные продольные реакции колес, приведенные к оси переднего и заднего моста соответственно.

В случае, когда момента тормозных механизмов моста достаточно для удержания соответствующего моста, значения продольных реакций, возникающих в колесах в статическом положении, разделяются пропорционально нормальным реакциям:

$$R_{x1} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}} R_{x2}, \quad (14)$$

Тогда уравнение (13) примет вид:

$$M \cdot g \cdot \sin(\alpha) = \frac{R_{z1}}{R_{z2}} R_{x2} + R_{x2}, \quad (15)$$

Исходя из уравнения (15) находятся значения продольных реакций задней тележки  $R_{x2}$ , далее из уравнения (13) определяются значения продольных реакций передней тележки  $R_{x1}$ .

Требуемые суммарные тормозные моменты колес тележек определяются по формуле:

$$T_{\text{торм}i} = R_{xi} \cdot r_{\text{ко}}, \quad (16)$$

где  $T_{\text{торм}i}$  – суммарный тормозной момент  $i$ -ой тележки.

Коэффициент запаса тормозных механизмов моста определяется по формуле:

$$k_{\text{торм}i} = \left| \frac{T_{\text{торм\_моста}}}{T_{\text{торм}i}} \right|, \quad (17)$$

Максимальный суммарный момент колес по трению, приведенный к оси моста определяются по формуле:

$$T_{\text{цепи}} = R_{zi} \cdot \mu \cdot r_{\text{ко}}, \quad (18)$$

Коэффициент запаса по трению определяется по формуле:

$$k_{\text{цепи}} = \left| \frac{T_{\text{цепи}}}{T_{\text{торм}i}} \right|, \quad (19)$$

Полученные результаты расчетов тормозных свойств по осям форвардера представлены в табл. 5.

Исследования результатов расчета тормозных свойств форвардера представлены на рис. 4 в виде диаграммы распределения тормозных моментов по ведущим мостам форвардера. Следует выделить, что в снаряженном состоянии при подъеме в 50% требуемый тормозной момент всех колес переднего моста, приведенный к оси переднего моста  $T_{\text{торм}1} = 36,54$  кН·м при этом максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес переднего моста, приведенных к оси переднего моста  $T_{\text{цепи}} = 40,19$  кН·м.

На диаграмме (рис. 4) характерно выделяется, что при полной массе форвардера на спуске 40 % и 50 % максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес заднего моста, приведенных к оси заднего моста составил от 105 – 106 кН·м, а на спуске 50 % требуемый тормозной момент всех колес заднего моста, приведенный к оси заднего моста составил до 96 кН·м.

По полученным результатам видно, что момента тормозных механизмов заднего моста не хватает для удержания ПТМ на 50% уклоне, в этом случае, нереализованная часть продольной реакции воспринимается тормозными механизмами переднего моста. Такое перераспределение позволит удовлетворить требования ГОСТ ISO 11169-2011 и Технического задания.

Было проведено сравнение тормозных свойств с аналогами. Аналоги, соответствующие мировым достижениям были определены на основе патентно-информационных и аналитических исследований. Основные значения показателей аналогов

определены на основе изучения проспектов, каталогов зарубежных фирм и экспериментальных данных исследователей [16, 17, 18].

В качестве основных параметров при выборе аналогов приняты масса машины, грузоподъемность, колесная формула, дорожный просвет, база, габаритные размеры, применяемыми шинами 750/55 B26.5 и все аналоги оснащены мостами NAF. Технические характеристики аналогов представлены в табл. 6.

При исследовании тормозных свойств разрабатываемого форвардера был получен коэффициент запаса тормозных механизмов переднего и заднего мостов и проведено его сравнение с тормозными свойствами аналогов (John Deere 1910E и Ponsse Elephant King). Коэффициенты запаса тормозных механизмов переднего и заднего мостов форвардеров для снаряженной и полной массы представлены на рис. 5 (при торможении на спуске  $\alpha = 50\%$ ) и на рис. 6 (при торможении на подъеме  $\alpha = -50\%$ ).

В результате сравнения было получено, что разрабатываемая тормозная система форвардера в целом не уступает импортным аналогам и в рассматриваемых случаях нагружения позволяет обеспечить работоспособность машины.

### Выводы

1. Максимальная нормальная нагрузка на мост 289,9кН возникает при полной массе при спуске на 40 % уклоне, соответствующая нормальная нагрузка на колеса составляет 72,48 кН.

2. По полученным результатам видно, что все значения коэффициентов запаса тормозных механизмов и коэффициентов запаса по сцеплению имеют значения  $> 1$ . Исходя из этого можно сделать вывод, что имеющиеся тормоза форвардера позволяют удовлетворять требования ГОСТ ISO 11169-2011 и Технического задания.

3. По полученным результатам видно, что момента тормозных механизмов заднего моста не хватает для удержания форвардера на 50 % уклоне, в этом случае, нереализованная часть продольной реакции воспринимается тормозными механизмами переднего моста. Такое перераспределение позволит удовлетворить требования ГОСТ ISO 11169-2011 и Технического задания.

Таблица 5

Результаты расчетов тормозных свойств по осям форвардера

Table 5

The results of calculations of braking properties on the axes of the forwarder

Параметр Parameter	Спуск $\alpha = 40\%$ Descent	Спуск $\alpha = 50\%$ Descent	Подъем $\alpha = -50\%$ Lift
<b>Снаряженная масса   Curb weight</b>			
Требуемый тормозной момент всех колес переднего моста, приведенный к оси переднего моста, $T_{\text{торм1}}$ , кН·м Required braking torque of all front axle wheels, brought to the front axle axle, $T_{\text{торм1}}$ , кН·м	26,35	31,20	36,54
Максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес переднего моста, приведенных к оси переднего моста $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м Maximum-realizable braking torque on the coupling of all front axle wheels brought to the axle of the front axle $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м	36,23	34,32	40,19
Коэффициент запаса тормозных механизмов переднего моста, $k_{\text{торм1}}$ Coefficient of reserve of brake mechanisms of the front axle	3,45	2,91	2,48
Коэффициент запаса по сцеплению переднего моста, $k_{\text{сцеп1}}$ Coefficient of the reserve on the clutch of the front axle	1,37	1,1	1,1
Требуемый тормозной момент всех колес заднего моста, приведенный к оси заднего моста, $T_{\text{торм2}}$ , кН·м Required braking torque of all rear axle wheels, driven to the rear axle axle, $T_{\text{торм2}}$ , кН·м	24,66	30,23	24,89
Максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес заднего моста, приведенных к оси заднего моста $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м Maximum-realizable braking torque on the coupling of all rear axle wheels brought to the rear axle axle $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м	33,91	33,26	27,38
Коэффициент запаса тормозных механизмов заднего моста, $k_{\text{торм2}}$ Coefficient of reserve of brake mechanisms of the rear axle	3,68	3,00	3,65
Коэффициент запаса по сцеплению заднего моста, $k_{\text{сцеп2}}$ Coefficient of the reserve on the clutch of the rear axle	1,37	1,1	1,1
<b>Полная масса   Gross weight</b>			
Требуемый тормозной момент всех колес переднего моста, приведенный к оси переднего моста, $T_{\text{торм1}}$ , кН·м Required braking torque of all front axle wheels, brought to the front axle axle, $T_{\text{торм1}}$ , кН·м	22,25	23,99	52,07
Максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес переднего моста, приведенных к оси переднего моста $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м Maximum-realizable braking torque on the coupling of all front axle wheels brought to the axle of the front axle $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м	30,60	26,39	57,28
Коэффициент запаса тормозных механизмов переднего моста, $k_{\text{торм1}}$ Coefficient of reserve of brake mechanisms of the front axle	4,08	3,78	1,74
Коэффициент запаса по сцеплению переднего моста, $k_{\text{сцеп}}$ Coefficient of the reserve on the clutch of the front axle	1,37	1,1	1,1
Требуемый тормозной момент всех колес заднего моста, приведенный к оси заднего моста, $T_{\text{торм2}}$ , кН·м Required braking torque of all rear axle wheels, driven to the rear axle axle, $T_{\text{торм2}}$ , кН·м	77,35	95,95	67,86
Максимально-реализуемый тормозной момент по сцеплению всех колес заднего моста, приведенных к оси заднего моста $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м Maximum-realizable braking torque on the coupling of all rear axle wheels brought to the rear axle axle $T_{\text{сцеп1}}$ , кН·м	106,35	105,54	74,65
Коэффициент запаса тормозных механизмов заднего моста, $k_{\text{торм}}$ Coefficient of reserve of brake mechanisms of the rear axle	1,17	0,95	1,34
Коэффициент запаса по сцеплению заднего моста, $k_{\text{сцеп}}$ Coefficient of the reserve on the clutch of the rear axle	1,37	1,1	1,1

Источник: собственные вычисления авторов

Source: own calculations

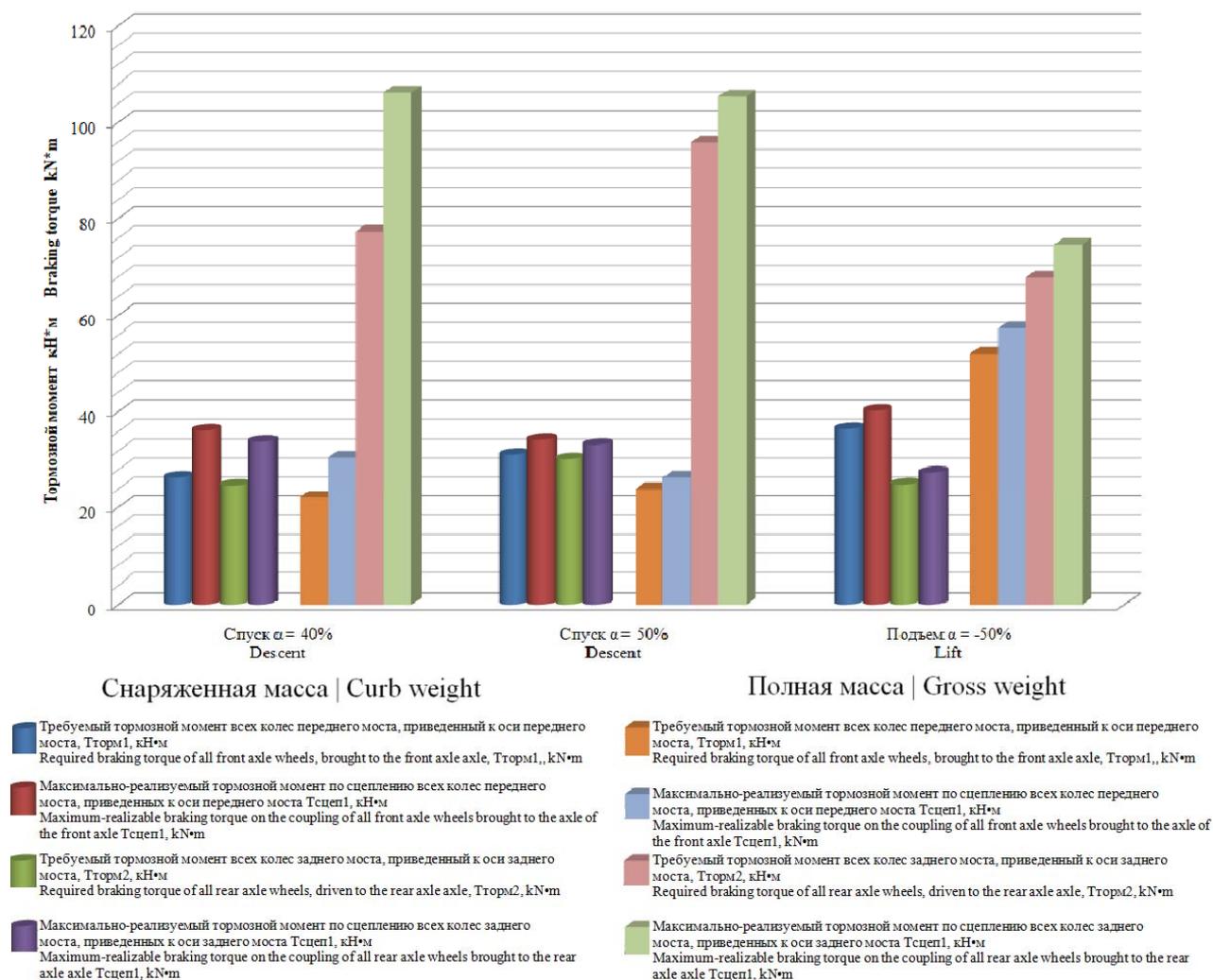


Рисунок 4. Диаграмма распределения тормозных моментов по ведущим мостам форвардера

Figure 4. Distribution of braking moments on the drive axles of the forwader

Источник: собственная композиция авторов

Source: author's composition

Таблица 6

Технические характеристики аналогов

Table 6

Technical characteristics of analogues

Наименование показателя, единица измерения Name of the indicator, unit of measurement	Разрабатываемый форвардер Development forwader	John Deere 1910E	Ponsse Elephant King
Колесная формула   Wheel formula	8x8	8x8	8x8
Грузоподъемность, кг   Load capacity, kg	19000	19000	20000
Дорожный просвет, мм   Ground clearance, mm	730	755	800
База, мм   Base, mm	6200	5600	5600
Габаритные размеры, м, длина x ширина x высота Overall dimensions, m, length x width x height	11x3,8x4	11,27x3,8x3,7	11x3,2x3,9
Масса машины, кг   Machine weight, kg	21000	21800	23700
Шины   Tires		750/55B26.5	

Источник: собственные вычисления авторов

Source: own calculations

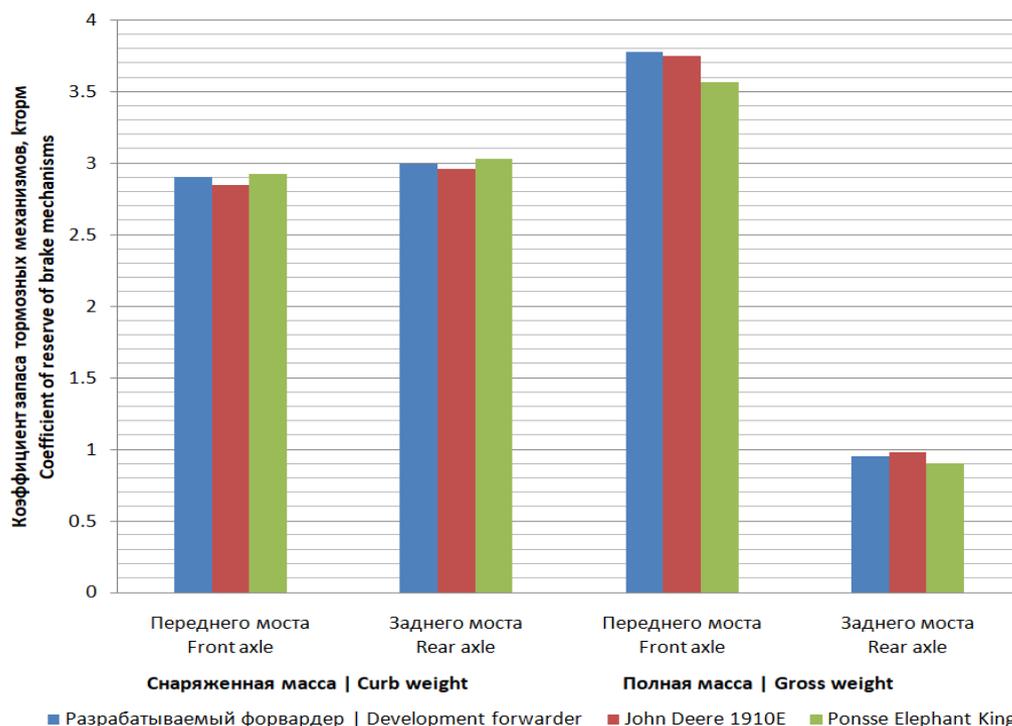


Рисунок 5. Сравнение коэффициента запаса тормозных механизмов разрабатываемого форвардера с аналогами (спуск 50%)  
 Figure 5. Comparison of the reserve coefficient of the brake mechanisms of development forwarder with analogues (descent 50%)

Источник: собственная композиция авторов

Source: author's composition

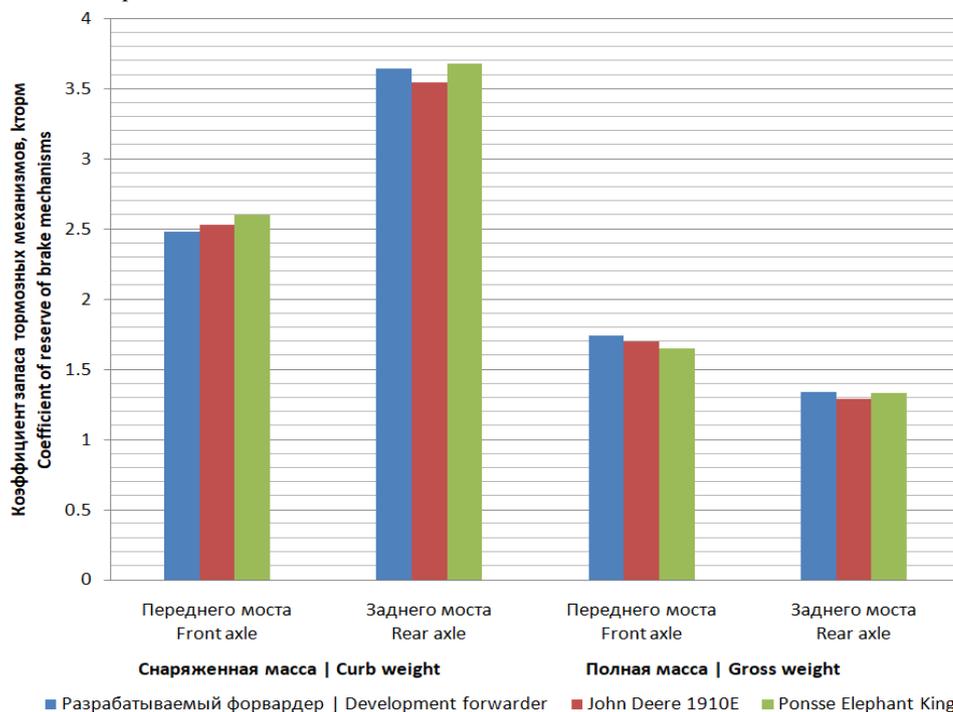


Рисунок 6. Сравнение коэффициента запаса тормозных механизмов разрабатываемого форвардера с аналогами (подъем 50%)  
 Figure 6. Comparison of the reserve coefficient of the brake mechanisms of development forwarder with analogues (rise 50%)

Источник: собственная композиция авторов

Source: author's composition

## Список литературы

1. Клубничкин В. Е., Клубничкин Е. Е., Карташов А. Б. Краткий анализ тенденций развития лесозаготовительных машин. Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020; № 3(130): 93–102. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=46444923>
2. Lindroos O., La Hera P., Häggström C. Drivers of advances in mechanized timber harvesting – a selective review of technological innovation. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2017; №38(2): 243–258.
3. Labelle E. R., Jaeger D. Effects of Steel Flexible Tracks on Forwarder Peak Load Distribution: Results from a Prototype Load Test Platform. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(1): 1 – 23.
4. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(1): 139 – 150.
5. Proto A. R., Macri G., Visser R., Harrill H., Russo D., Zimbalatti G. Factors Affecting Forwarder Productivity. *European Journal of Forest Research*. 2018; 137, 2: 143–151. DOI: <http://doi.org/10.1007/s10342-017-1088-6>
6. Moskalik T., Borz S. A., Dvorak J., Ferencik M., Glushkov S., Muiste P., Lazdins A., Styranivsky O. Timber Harvesting Methods in Eastern European Countries: A Review. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2017; №38(2): 231–241.
7. Borz S. A., Rommel D., Ziesak M, Vasiliauskas G. Operational requirements and preferences towards forwarding technology. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov – Series II: Forestry – Wood industry – Agricultural Food Engineering*. 2019; №12(61)1: 1–12. DOI: <http://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2019.12.61.1.1>
8. Клубничкин В. Е., Клубничкин Е. Е., Горбунов А. Ю., Дручинин Д. Ю. Разработка узла сочленения лесной погрузочно-транспортной машины. *Лесотехнический журнал*. 2020; Т. 10. № 4(40): 217-226. DOI <http://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2020.4/18>
9. ГОСТ ISO 11169-2011. Тракторы лесопромышленные и лесохозяйственные колесные, машины лесозаготовительные и лесохозяйственные колесные. Требования к эффективности и методы испытаний тормозных систем: издание официальное: дата введения 2013.01.01. – Москва : Стандартинформ, 2020. – 10 с.
10. Лоренц А. С., Вашуткин А. С. Конструкция и работа экспериментальной установки, предназначенной для исследования работы тормозных механизмов колесных лесных машин. *Актуальные проблемы развития лесного комплекса: Материалы Международной научно-технической конференции*. – Вологда: Вологодский государственный университет, 2018; 100-102.
11. Мясцев Д. Г., Горбатов С. П., Вашуткин А. С., Лоренц А. С. Прогнозирование ресурса вновь проектируемых тормозных механизмов с учетом инновационных инженерных решений. *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2021; № 234: 182-197. DOI: <http://doi.org/10.21266/2079-4304.2021.234.182-197>
12. Горбатов С. П., Мясцев Д. Г., Вашуткин А. С. Экспериментальное исследование на изнашивание фрикционных пар тормозных механизмов транспортных машин. *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2020; № 232: 130-141. DOI: <http://doi.org/10.21266/2079-4304.2020.232.130-141>
13. Solgi A., Naghdi R., Labelle E. R., Tsioras P. A., Nikooy M. Effect of varying machine ground pressure and traffic frequency on the physical properties of clay loam soils located in mountainous forests. *International Journal of Forest Engineering*. 2016; №27(3): 161–168. DOI: <http://doi.org/10.1080/14942119.2016.1226673>
14. Oroumiyeh F., Zhu Y. Brake and tire particles measured from on-road vehicles: Effects of vehicle mass and braking intensity. *Atmospheric Environment*. 2021; X Vol. 12: 100121. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.aea.2021.100121>
15. Farwick zum Hagen F. H., Mathissen M., Grabiec T., Hennicke T., Rettig M., Grochowicz J., Vogt R., Benter T. On-road vehicle measurements of brake wear particle emissions. *Atmospheric Environment*. 2019; 217: 116943. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2019.116943>

16. Mologni O., Dyson P., Amishev D., Proto A. R., Zimbalatti G., Cavalli R., Grigolato S. Tensile Force Monitoring on Large Winch-Assist Forwarders Operating in British Columbia. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №39(2): 193 – 204.
17. Garren A. M., Bolding M. C., Aust W. M., Moura A. C., Barrett S. M. Soil Disturbance Effects from Tethered Forwarding on Steep Slopes in Brazilian Eucalyptus Plantations. *Forests*. 2019; 10, 721: 1 – 21. DOI: <http://doi.org/10.3390/F10090721>
18. Holzfeind T., Kanzian C., Stampfer K., Holzleitner F. Assessing Cable Tensile Forces and Machine Tilt of Winch-Assisted Forwarders on Steep Terrain under Real Working Conditions. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(2): 281 – 296. DOI: <https://doi.org/10.5552/crojfe.2019.621>

### References

1. Klubnichkin V. E., Klubnichkin E. E., Kartashov A. B. Kratkiy analiz tendentsiy razvitiya lesozagotovitel'nykh mashin [Brief analysis of trends in the development of logging machines]. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva = Proceedings of NSTU im. R.E. Alekseeva*. 2020; № 3(130), 93–102. (In Russ.). URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=46444923>
2. Lindroos O., La Hera P., Häggström C. Drivers of advances in mechanized timber harvesting – a selective review of technological innovation. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2017; №38(2): 243–258.
3. Labelle E. R., Jaeger D. Effects of Steel Flexible Tracks on Forwarder Peak Load Distribution: Results from a Prototype Load Test Platform. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(1): 1 – 23.
4. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(1): 139 – 150.
5. Proto A. R., Macri G., Visser R., Harrill H., Russo D., Zimbalatti G. Factors Affecting Forwarder Productivity. *European Journal of Forest Research*. 2018; 137, 2: 143–151. DOI: <http://doi.org/10.1007/s10342-017-1088-6>
6. Moskalik T., Borz S. A., Dvorak J., Ferencik M., Glushkov S., Muiste P., Lazdins A., Styranivsky O. Timber Harvesting Methods in Eastern European Countries: A Review. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2017; №38(2): 231–241.
7. Borz S. A., Rommel D., Ziesak M, Vasiliauskas G. Operational requirements and preferences towards forwarding technology. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov – Series II: Forestry – Wood industry – Agricultural Food Engineering*. 2019; №12(61)1: 1–12. DOI: <http://doi.org/10.31926/but.fwiafe.2019.12.61.1.1>
8. Klubnichkin V. E., Klubnichkin E. E., Gorbunov A. Ju., Druchinin D. Ju. Razrabotka uzla sochleneniya lesnoj pogruzochno-transportnoj mashiny [Development of a joint assembly of a forest loading and transport vehicle]. *Lesotekhnicheskij zhurnal = Forest Engineering journal*. 2020; T. 10. № 4(40): 217-226. (In Russ.). DOI <http://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2020.4/18>
9. GOST ISO 11169-2011. Traktory lesopromyshlennye i lesohozhajstvennyye kolesnye, mashiny lesozagotovitel'nye i lesohozhajstvennyye kolesnye. Trebovaniya k jeffektivnosti i metody ispytaniy tormoznyh sistem: [Forestry and forestry wheeled tractors, logging and forestry wheeled machines. Performance requirements and test methods for brake systems] izdanie oficial'noe: data vvedeniya 2013.01.01. – Moskva : Standartinform, 2020. – 10 s.
10. Lorenc A. S., Vashutkin A. S. Konstrukcija i rabota jeksperimental'noj ustanovki, prednaznachennoj dlja issledovaniya raboty tormoznyh mehanizmov kolesnyh lesnyh mashin [The design and operation of an experimental installation designed to study the operation of the braking mechanisms of wheeled forest vehicles]. *Aktual'nye problemy razvitija lesnogo kompleksa: Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii = Actual problems of the development of the forest complex: Materials of the International Scientific and Technical Conference*. – Vologda: Vologodskij gosudarstvennyj universitet, 2018; 100-102.

11. Mjasishhev D. G., Gorbatov S. P., Vashutkin A. S., Lorenc A. S. Prognozirovanie resursa vnov' proektiruemykh tormoznykh mehanizmov s uchetom innovacionnykh inzhenernykh reshenij [Forecasting the resource of newly designed braking mechanisms taking into account innovative engineering solutions.]. *Izvestija Sankt-Peterburgskoj lesotekhnicheskoi akademii = News of the St. Petersburg Forestry Academy*. 2021; № 234: 182-197. DOI: <http://doi.org/10.21266/2079-4304.2021.234.182-197>
12. Gorbatov S. P., Mjasishhev D. G., Vashutkin A. S. Jeksperimental'noe issledovanie na iznashivanie frikcionnykh par tormoznykh mehanizmov transportnykh mashin [Experimental study on the wear of friction pairs of braking mechanisms of transport vehicles]. *Izvestija Sankt-Peterburgskoj lesotekhnicheskoi akademii = News of the St. Petersburg Forestry Academy*. 2020; № 232: 130-141. DOI: <http://doi.org/10.21266/2079-4304.2020.232.130-141>
13. Solgi A., Naghdi R., Labelle E. R., Tsioras P. A., Nikooy M. Effect of varying machine ground pressure and traffic frequency on the physical properties of clay loam soils located in mountainous forests. *International Journal of Forest Engineering*. 2016; №27(3): 161–168. DOI: <http://doi.org/10.1080/14942119.2016.1226673>
14. Oroumiyeh F., Zhu Y. Brake and tire particles measured from on-road vehicles: Effects of vehicle mass and braking intensity. *Atmospheric Environment*. 2021; X Vol. 12: 100121. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.aea.2021.100121>
15. Farwick zum Hagen F. H., Mathissen M., Grabiec T., Hennicke T., Rettig M., Grochowicz J., Vogt R., Benter T. On-road vehicle measurements of brake wear particle emissions. *Atmospheric Environment*. 2019; 217: 116943. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2019.116943>
16. Mologni O., Dyson P., Amishev D., Proto A. R., Zimbalatti G., Cavalli R., Grigolato S. Tensile Force Monitoring on Large Winch-Assist Forwarders Operating in British Columbia. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №39(2): 193 – 204.
17. Garren A. M., Bolding M. C., Aust W. M., Moura A. C., Barrett S. M. Soil Disturbance Effects from Tethered Forwarding on Steep Slopes in Brazilian Eucalyptus Plantations. *Forests*. 2019; 10, 721: 1 – 21. DOI: <http://doi.org/10.3390/F10090721>
18. Holzfeind T., Kanzian C., Stampfer K., Holzleitner F. Assessing Cable Tensile Forces and Machine Tilt of Winch-Assisted Forwarders on Steep Terrain under Real Working Conditions. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019; №40(2): 281 – 296. DOI: <https://doi.org/10.5552/crojfe.2019.621>

### Сведения об авторах

✉ *Клубничкин Владислав Евгеньевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологические средства и оборудование лесного комплекса, Мытищинского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», ул. 1-я Институтская, д. 1, г. Мытищи, Российская Федерация, 141005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1231-8185>, e-mail: [vkclubnichkin@gmail.com](mailto:vkclubnichkin@gmail.com).

*Карташов Александр Борисович* – кандидат технических наук, доцент кафедры колесные машины ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, г. Москва, Российская Федерация, 105005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0160-6293>, e-mail: [kartashov@bmstu.ru](mailto:kartashov@bmstu.ru).

*Котиев Георгий Олегович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой колесные машины ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, г. Москва, Российская Федерация, 105005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7884-157X>, e-mail: [kotievgo@ya.ru](mailto:kotievgo@ya.ru).

*Дручинин Денис Юрьевич* – кандидат технических наук, заведующий кафедрой механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2128-2687>, e-mail: [druchinin.denis@rambler.ru](mailto:druchinin.denis@rambler.ru).

### Information about the authors

✉ *Vladislav E. Klubnichkin* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Means and Equipment of the Forest Complex, Mytishchi Branch of the Bauman Moscow State Technical University, 1st Institutskaya str., 1, Mytishchi, Russian Federation, 141005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1231-8185>, e-mail: [vkclubnichkin@gmail.com](mailto:vkclubnichkin@gmail.com) .

*Alexander B. Kartashov* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, 2nd Baumanskaya str., 5, p. 1, Moscow, Russian Federation, 105005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0160-6293>, e-mail: [kartashov@bmstu.ru](mailto:kartashov@bmstu.ru).

*Georgy O. Kotiev* – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, 2nd Baumanskaya str., 5, p. 1, Moscow, Russian Federation, 105005, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7884-157X>, e-mail: [kotievgo@ya.ru](mailto:kotievgo@ya.ru).

*Denis Yu. Druchinin* – Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State Forestry University named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2128-2687>, e-mail: [druchinin.denis@rambler.ru](mailto:druchinin.denis@rambler.ru).

✉ – Для контактов/Corresponding author