

**МЕХАНИЗАЦЫЯ І ЭНЕРГЕТЫКА**  
**MECHANIZATION AND POWER ENGINEERING**

УДК 629.3.014.2.033  
<https://doi.org/10.29235/1817-7204-2022-60-2-243-256>

Поступила в редакцию 08.12.2021  
Received 08.12.2021

**Ч. И. Жданович, В. Н. Плиш**

*Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь*

**ВЫБОР ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ  
РЕЗИНОАРМИРОВАННОЙ ГУСЕНИЦЫ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА  
С УПРУГОЙ ПОДВЕСКОЙ**

**Аннотация.** Резиноармированные гусеницы и упругая подвеска получают все большее распространение на сельскохозяйственных тракторах. Их применение повышает экологичность, обеспечивает асфальтоходность и позволяет увеличить транспортную скорость гусеничных тракторов, улучшает условия труда тракториста. Гусеничные обводы таких движителей обладают повышенной податливостью, поэтому при работе с высокой тяговой нагрузкой может возникнуть проблема потери устойчивости резиноармированной гусеницы на ведущем колесе. Наиболее эффективной мерой, повышающей устойчивость работы обвода в движителе, является увеличение предварительного статического натяжения. Однако высокое натяжение гусеницы увеличивает потери в движителе и нагруженность обвода, что приводит к снижению ресурса ходовой системы и потери ее работоспособности. Получены аналитические зависимости для определения рационального предварительного статического натяжения обвода гусеничных тракторов с резиноармированной гусеницей, упругой и заблокированной подвесками в режимах трогания и движения. Определено необходимое предварительное статическое натяжение резиноармированных гусениц для тракторов Беларус 1802, 2102 и 2103. Установлено, что наибольшее необходимое предварительное статическое натяжение резиноармированных гусениц необходимо при максимальных усилиях на ведущих колесах трактора. Показано, что блокировка подвески при работе трактора с высокими тяговыми нагрузками на низкой скорости позволяет уменьшить необходимое предварительное статическое натяжение резиноармированных гусениц и, как следствие, их нагруженность. Результаты настоящих исследований могут быть использованы при создании и эксплуатации тракторов с резиноармированными гусеницами.

**Ключевые слова:** гусеничный трактор, резиноармированная гусеница, упругая подвеска, предварительное натяжение гусеницы, устойчивость гусеницы, блокировка подвески, режимы движения

**Для цитирования:** Жданович, Ч. И. Выбор предварительного натяжения резиноармированной гусеницы сельскохозяйственного трактора с упругой подвеской / Ч. И. Жданович, В. Н. Плиш // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2022. – Т. 60, № 2. – С. 243–256. <https://doi.org/10.29235/1817-7204-2022-60-2-243-256>

**Cheslav I. Zhdanovich, Vladimir N. Plishch**

*Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus*

**SELECTING PRE-TENSIONING OF RUBBER REINFORCED TRACK  
ON AGRICULTURAL TRACTOR WITH CUSHION SUSPENSION**

**Abstract.** Rubber reinforced tracks and cushion suspension are becoming increasingly common on agricultural tractors. They increase environmental friendliness, provide asphalt driving ability and allow for higher transport speed of crawler tractors, improving working conditions for the tractor driver. The crawler tracks of these thrusters have a high degree of suppleness, so a loss of stability of the rubber reinforced track on the drive wheel can be a problem when operating under high traction loads. The most effective measure to increase the stability of the rim in the mover is to increase the pre-static tension. However, high track tension increases losses in the undercarriage and stresses the undercarriage, resulting in reduced

undercarriage life and loss of performance. Analytical dependencies are derived to determine the rational pre-static tension of rubber reinforced crawler tractors with cushion and blocked suspensions during start of moving and moving modes. The required static pre-tensioning of rubber reinforced tracks for Belarus 1802, 2102 and 2103 tractors is determined. It has been found that the greatest necessary static pre-tensioning of the rubber reinforced tracks is required at the maximum forces on the driving wheels of the tractor. It is shown that locking the suspension when operating the tractor with high traction loads at low speed allows to reduce the required static pre-tensioning of rubber reinforced tracks and, as a consequence, their loading. The results of this research can be used in design and operation of tractors with rubber reinforced tracks.

**Keywords:** crawler tractor, rubber reinforced track, cushion suspension, track pre-tensioning, track stability, suspension locking, driving modes

**For citation:** Zhdanovich Ch. I., Plishch V. N. Selecting pre-tensioning of rubber reinforced track on agricultural tractor with cushion suspension. *Vestsi Natsyyanal'nyay akademii navuk Belarusi. Seryya agrarnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Agrarian series*, 2022, vol. 60, no. 2, pp. 243–256 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1817-7204-2022-60-2-243-256>

**Введение.** В настоящее время на сельскохозяйственных тракторах широко применяются резиноармированные гусеницы (РАГ) [1–10] и индивидуальные торсионные подвески [4–6, 10, 11]. Гусеничные обводы таких движителей, как правило, обладают повышенной податливостью [10, 12, 13]. В связи с использованием на тракторах РАГ и индивидуальных торсионных подвесок возникла проблема обеспечения устойчивости (исключения сброса) РАГ в упругом обводе гусеничного движителя.

Устойчивость гусеницы на ведущем колесе можно оценить по минимальной величине усилия в свободной ветви обвода гусеничного движителя [14, 15]. Минимально допустимая величина усилия в свободной ветви обвода гусеничного движителя определяется следующей зависимостью [14, с. 24; 15, с. 130]:

$$F_{\text{св.мин}} = 0,5ql_{\text{св}}, \quad (1)$$

где  $q$  – вес единицы длины гусеницы, Н/м;  $l_{\text{св}}$  – длина свободной ветви гусеницы, м.

В процессе работы трактора усилия в ветвях обвода изменяются в широких пределах [10, 14–26]. Наиболее эффективной мерой, повышающей устойчивость работы обвода в движителе, является увеличение предварительного статического натяжения [14]. Однако высокое натяжение гусеницы увеличивает потери в движителе и нагруженность обвода, что приводит к снижению ресурса ходовой системы и потери ее работоспособности.

Вопросам выбора предварительного статического натяжения обвода с металлической гусеницей посвящены работы [14–15, 23], с резиноармированной гусеницей – работы [10, 25], все они основаны на теории, разработанной В. Ф. Платоновым [14]. Но в них не получены аналитические зависимости, позволяющие в явном виде рассчитать рациональное значение предварительного статического натяжения резиноармированной гусеницы с учетом ее продольной жесткости, характеристик подвески, режимов движения трактора.

В работе<sup>1</sup> предложено устройство, позволяющее блокировать упругую подвеску гусеничного трактора, поэтому целесообразно рассмотреть вопрос выбора предварительного натяжения резиноармированной гусеницы также при заблокированной подвеске.

Цель работы – получение аналитических зависимостей и определение рационального предварительного статического натяжения обвода гусеничных тракторов Беларус с резиноармированной гусеницей, упругой и заблокированной подвесками в режимах трогания и движения.

**Предварительное натяжение РАГ трактора с упругой и заблокированной подвесками в режиме трогания.** Для определения предварительного статического натяжения гусеницы для режима трогания используем расчетную схему (рис. 1) и выражение для определения усилия в свободной ветви обвода трактора с РАГ и упругой подвеской [26]:

$$F_{\text{св}} = F_{\text{с.т}} - F_{\text{вк}} \left( \frac{nc_{\text{п}}l_{\text{п}} + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})}{nc_{\text{п}} (l_{\text{п}} + l_{\text{св}}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})^2} \right), \quad (2)$$

<sup>1</sup> Ходовая часть гусеничного трактора: пат. BY 11658 / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ. Опубл. 28.02.2009.

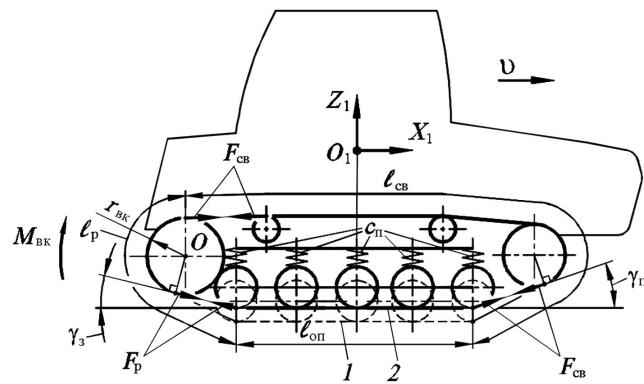


Рис. 1. Расчетная схема гусеничного трактора: 1 – статическое и 2 – динамическое положения опорной ветви обвода

Fig. 1. Calculation scheme of a track tractor: 1 – static and 2 – dynamic position of the reference branch of bypass

где  $F_{cb}$  – усилие в свободной ветви обвода, Н;  $F_{c,t}$  – предварительное статическое натяжение гусеницы для режима трогания, Н;  $n$  – число опорных катков гусеничного движителя;  $c_{\pi}$  – жесткость подвески опорного катка, Н/м;  $\gamma_{\pi}$  – угол наклона передней ветви, град;  $\gamma_3$  – угол наклона задней ветви, град;  $l_p$  – длина рабочей ветви гусеницы, м;  $l_{cb}$  – длина свободной ветви гусеницы, м;  $EA$  – жесткость РАГ при растяжении, Н;  $F_{bk}$  – усилие на ведущем колесе, Н;  $F_{bk} = M_{bk} / r_{bk}$ ;  $M_{bk}$  – момент на ведущем колесе, Н·м;  $r_{bk}$  – радиус ведущего колеса, м.

Подставив в выражение (2) минимально допустимое значение усилия в свободной ветви обвода (1) и преобразовав относительно  $F_{c,t}$ , получим следующее выражение для определения необходимого предварительного статического натяжения резиноармированной гусеницы в зависимости от усилия на ведущем колесе при трогании трактора с упругой подвеской

$$F_{c,t} = \frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{nc_{\pi}l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\pi})}{nc_{\pi}(l_p + l_{cb}) + EA(\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\pi})^2} \right). \quad (3)$$

Для определения предварительного статического натяжения гусеницы для режима трогания трактора с заблокированной подвеской используем также выражение для определения усилия в свободной ветви обвода трактора с заблокированной подвеской [26]:

$$F_{cb,b} = F_{c,b,t} - F_{bk} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right), \quad (4)$$

где  $F_{cb,b}$  – усилие в свободной ветви обвода при трогании и заблокированной подвеске, Н;  $F_{c,b,t}$  – предварительное статическое натяжение при заблокированной подвеске в режиме трогания, Н.

Подставив в выражение (4) минимально допустимое значение усилия в свободной ветви обвода (1) и преобразовав относительно  $F_{c,b,t}$ , получим выражение для определения необходимого предварительного статического натяжения резиноармированной гусеницы в зависимости от усилия на ведущем колесе при трогании трактора с заблокированной подвеской:

$$F_{c,b,t} = \frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right). \quad (5)$$

Используя полученные зависимости (3) и (5), определим необходимое статическое предварительное натяжение резиноармированной гусеницы тракторов Беларус 1802, Беларус 2102, Беларус 2103 с включенной (рис. 2) и заблокированной (рис. 3) подвесками. Исходные данные, полученные на основании работ [4–6, 11, 13] и руководства по эксплуатации тракторов, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные для расчета

Table 1. Initial data for calculation

Параметр	Значение		
	Беларус 1802	Беларус 2102	Беларус 2103
Модель гусеничного трактора			
Тяговый класс трактора	3	4	
Номинальная мощность двигателя, $P_{\text{дв.н}}$ , кВт	132,3		156
Скорость движения, $v$ , км/ч	1,4–29,8	3,08–26,12	3,08–26,12
Эксплуатационная масса, $m_t$ , кг	8600	10500	12200
Типоразмер резиноармированной гусеницы, мм	РАГ, 470×125×73	РАГ, 500×133×68	РАГ, 500×158×58
Шаг резиноармированной гусеницы, $l_0$ , мм	125	133	158
Приведенная жесткость подвески опорного катка, $c_{\text{п}}$ , кН/м	265,5		391,6
Продольная жесткость резиноармированной гусеницы, $E_A$ , МН			27
Длина рабочей ветви обвода в тяговом режиме работы трактора, $l_p$ , м	1,712	1,723	1,689
Длина свободной ветви обвода в тяговом режиме работы трактора, $l_{\text{св}}$ , м	5,198	5,024	5,178
Количество опорных катков по одному борту трактора, $n$			5
Вес единицы длины гусеницы, $q$ , Н/м	626,5	412,2	818,7
Угол наклона задней ветви, $\gamma_3$ , град	18	14	19
Угол наклона передней ветви, $\gamma_{11}$ , град	17		19
КПД гусеничного движителя, $\eta_{\text{гд}}$			0,95
КПД трансмиссии, $\eta_{\text{тр}}$			0,84
Коэффициент сцепления, $\phi$			0,8

Предельно возможное тяговое усилие на ведущем колесе по условию сцепления гусеницы с опорным основанием определяется следующим условием:

$$F_{\text{вк}} \leq \frac{m_t g \Phi}{2 \eta_{\text{гд}}}, \quad (6)$$

где  $m_t$  – эксплуатационная масса трактора, кг;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $\Phi$  – коэффициент сцепления;  $\eta_{\text{гд}}$  – КПД гусеничного движителя.

Максимальный коэффициент сцепления  $\phi$ , реализуемый движителем по условиям взаимодействия его с почвой (агрофон «стерня колосовых»), составляет 0,8 [1–3, 8, 9, 27].

Анализ графических зависимостей (рис. 2, 3) показывает, что наибольшие необходимые предварительные статические натяжения соответствуют максимальным усилиям на ведущих колесах. Величины максимальных и минимальных значений необходимого предварительного статического натяжения гусеничного обвода с РАГ тракторов Беларус при трогании при работающей и заблокированной подвесках приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчета максимальных и минимальных значений необходимого предварительного статического натяжения гусеничных обводов с РАГ тракторов Беларус при трогании

Table 2. Results of calculating the maximum and minimum values of required static pre-tensioning of track lines with RAG tractors Belarus when starting movement

Режим работы подвески	Беларус 1802	Беларус 2102	Беларус 2103
Максимальные значения необходимого предварительного статического натяжения гусеничных обводов тракторов Беларус с РАГ при трогании с максимальным усилием на ведущем колесе, кН			
Включена	15,30	15,05	20,40
Заблокирована	10,43	12,11	14,51

Окончание табл. 2

Режим работы подвески	Беларус 1802	Беларус 2102	Беларус 2103
Минимальные значения необходимого предварительного статического натяжения тракторов Беларус с РАГ в начале режима трогания при отсутствии усилия на ведущем колесе, кН			
Включена	1,628	1,035	2,120
Заблокирована			

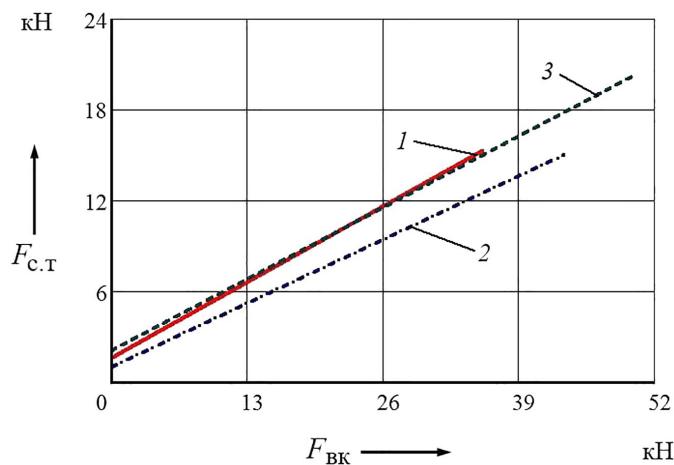


Рис. 2. Зависимость необходимого предварительного статического натяжения от усилия на ведущем колесе трактора с включенной подвеской в режиме трогания:  
1 – Беларус 1802; 2 – Беларус 2102; 3 – Беларус 2103

Fig. 2. Dependence of the required preliminary static tension from the force on the drive wheel of the tractor with the suspension switched on in starting mode:  
1 – Belarus 1802; 2 – Belarus 2102; 3 – Belarus 2103

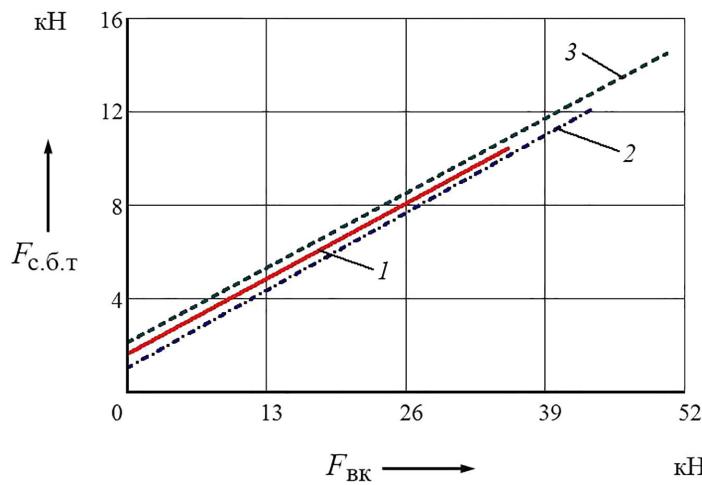


Рис. 3. Зависимость необходимого предварительного статического натяжения от усилия на ведущем колесе трактора с заблокированной подвеской в режиме трогания:  
1 – Беларус 1802; 2 – Беларус 2102; 3 – Беларус 2103

Fig. 3. Dependence of the required preliminary static tension from the force on the driving wheel of the tractor with the suspension locked in starting mode:  
1 – Belarus 1802; 2 – Belarus 2102; 3 – Belarus 2103

**Предварительное натяжение РАГ трактора с упругой и заблокированной подвесками в режиме движения.** Для определения предварительного статического натяжения гусеницы для режима движения используем:

1) нелинейное алгебраическое уравнение 2-го порядка, устанавливающее взаимосвязь сил, действующих в обводе с РАГ [26]:

$$F_{c.v} + F_{u} - F_c = \frac{EAq^2l_{cb}^2}{24} \left( \frac{1}{F_{c.v}^2} - \frac{1}{F_c^2} \right), \quad (7)$$

где  $F_{c.v}$  – статическое натяжение РАГ в движении, Н;  $F_u$  – центробежная сила, возникающая в гусеничном обводе, Н;  $F_c$  – предварительное статическое натяжение РАГ, Н;

2) выражение для определения натяжения в свободной ветви в движении ( $F_{c.v}$ , Н) с тяговой нагрузкой при работающей подвеске [26]:

$$F_{c.v} = F_{c.v} - F_{bk} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) + F_u. \quad (8)$$

Подставляя в выражение (8) минимально допустимое значение усилия в свободной ветви обвода (1) и преобразуя относительно  $F_{c.v}$ , подставим в формулу (7). Получим выражение (9) для определения необходимого предварительного статического натяжения резиноармированной гусеницы в зависимости от усилия на ведущем колесе для режима движения трактора с упругой подвеской

$$\begin{aligned} & \frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) - F_c = \\ & = \frac{EAq^2l_{cb}^2}{24} \left( \frac{1}{\left( \frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) - F_u \right)^2} - \frac{1}{F_c^2} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

В случае отключения подвески уравнение (7) примет следующий вид [26]:

$$F_{c.b.v} + F_u - F_{c.b} = \frac{EAq^2l_{cb}^2}{24} \left( \frac{1}{F_{c.b.v}^2} - \frac{1}{F_{c.b}^2} \right), \quad (10)$$

где  $F_{c.b.v}$  – статическое натяжение в движении при блокированной подвеске, Н;  $F_{c.b}$  – предварительное статическое натяжение при заблокированной подвеске, Н.

Зависимость для определения усилия в свободной ветви в движении ( $F_{c.b.v}$ , Н) при блокированной подвеске имеет такой вид [26]:

$$F_{c.b.v} = F_{c.b.v} - F_{bk} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) + F_u. \quad (11)$$

Решив совместно уравнения (1), (10) и (11), получим:

$$\frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) - F_{c.b} = \frac{EAq^2l_{cb}^2}{24} \left( \frac{1}{\left( \frac{ql_{cb}}{2} + F_{bk} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) - F_u \right)^2} - \frac{1}{F_{c.b}^2} \right). \quad (12)$$

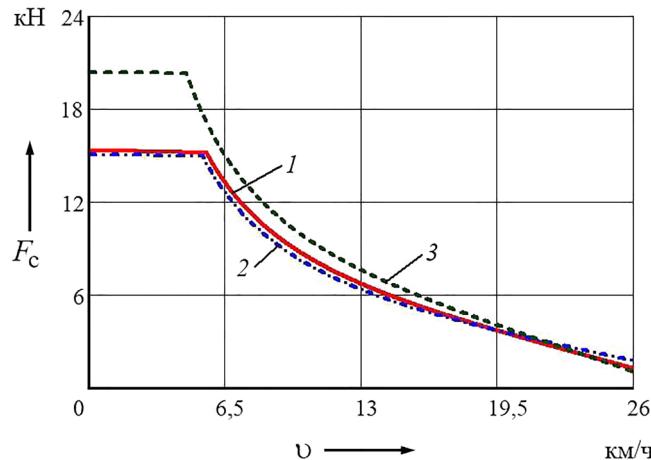


Рис. 4. Зависимость необходимого предварительного статического натяжения от скорости движения трактора в тяговом режиме при включенной подвеске:  
1 – Беларус 1802; 2 – Беларус 2102; 3 – Беларус 2103

Fig. 4. Dependence of the required preliminary static tension on speed of the tractor in traction mode with the suspension on: 1 – Belarus 1802; 2 – Belarus 2102; 3 – Belarus 2103

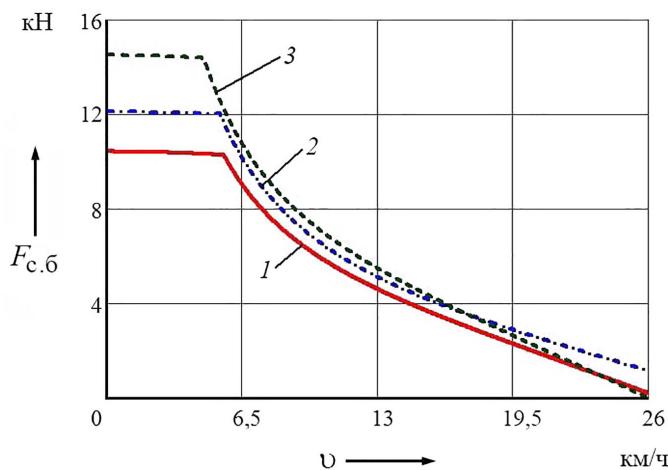


Рис. 5. Зависимость необходимого предварительного статического натяжения от скорости движения трактора в тяговом режиме при заблокированной подвеске:  
1 – Беларус 1802; 2 – Беларус 2102; 3 – Беларус 2103

Fig. 5. Dependence of the required preliminary static tension on speed of the tractor in traction mode with the suspension locked: 1 – Belarus 1802; 2 – Belarus 2102; 3 – Belarus 2103

Решив полученные зависимости (9) и (12) численными методами, определим необходимое статическое предварительное натяжение резиноармированной гусеницы тракторов Беларус 1802, Беларус 2102, Беларус 2103 в движении с включенной (рис. 4) и заблокированной (рис. 5) подвесками. Исходные данные приведены в табл. 1. Усилие на ведущем колесе  $F_{\text{вк}}$  определяли из условия реализации номинальной мощности двигателя на ведущих колесах с учетом потерь в трансмиссии в эксплуатационном диапазоне скоростей движения трактора:

$$F_{\text{вк}} = \frac{0,5 P_{\text{дв.н}} \eta_{\text{тр}}}{v}, \quad (13)$$

где  $P_{\text{дв.н}}$  – номинальная мощность двигателя, Вт;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;  $v$  – скорость движения трактора, м/с.

Предельно возможное тяговое усилие на ведущем колесе по условию сцепления гусеницы с опорным основанием определяется условием (6).

Зависимости необходимых статических предварительных натяжений для тракторов Беларус с включенными и заблокированными подвесками, определенные по критерию устойчивости резино-армированных гусениц на ведущих колесах при максимальных тяговых усилиях и минимальных натяжениях в свободных ветвях, представлены на рис. 4, 5. Величины максимальных значений необходимого предварительного статического натяжения гусеничного обвода с РАГ тракторов Беларус в движении с реализацией максимального усилия на ведущем колесе при работающей и заблокированной подвесках в тяговом режиме и минимальных значениях необходимого предварительного статического натяжения гусеничного обвода с РАГ тракторов Беларус при движении с максимальной скоростью с работающей и заблокированной подвесками в тяговом режиме приведены в табл. 3.

Анализ графических зависимостей (рис. 4, 5) показывает, что наибольшие значения необходимых предварительных статических натяжений соответствуют режимам работы трактора в тяговом диапазоне и максимальными усилиями на ведущих колесах, величина которых определяется по условию сцепления с опорным основанием. Усилие на ведущем колесе определяется следующим выражением:

$$F_{\text{вк}} = \frac{m_t g \Phi}{2 \eta_{\text{рд}}} \quad (14)$$

Т а б л и ц а 3. Результаты расчета максимальных и минимальных значений необходимого предварительного статического натяжения гусеничного обвода с РАГ тракторов Беларус в тяговом режиме

T a b l e 3. Results of calculating the maximum and minimum values of required static pre-tensioning of the track bypass with RAG tractors Belarus in traction mode

Режим работы подвески	Беларус 1802	Беларус 2102	Беларус 2103
Максимальные значения необходимого предварительного статического натяжения гусеничных обводов тракторов Беларус с РАГ при движении с реализацией максимального усилия на ведущем колесе, кН			
Включена	15,30	15,05	20,40
Заблокирована	10,43	12,11	14,51
Минимальные значения необходимого предварительного статического натяжения тракторов Беларус с РАГ при режиме работы подвески при движении с максимальной скоростью, кН			
Включена	1,21	1,74	1,00
Заблокирована	0,16	1,13	0,06

Тогда уравнение (9) с учетом (14) при условии, что  $v = 0$  (режим начала движения в тяговом диапазоне), примет такой вид:

$$\begin{aligned} & \frac{ql_{\text{cb}}}{2} + \frac{m_t g \Phi}{2 \eta_{\text{рд}}} \left( \frac{nc_{\text{п}} l_{\text{p}} + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})}{nc_{\text{п}} (l_{\text{p}} + l_{\text{cb}}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})^2} \right) - F_{\text{c}} - \\ & - \frac{EA q^2 l_{\text{cb}}^2}{24} \left( \frac{1}{\left( \frac{ql_{\text{cb}}}{2} + \frac{m_t g \Phi}{2 \eta_{\text{рд}}} \left( \frac{nc_{\text{п}} l_{\text{p}} + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})}{nc_{\text{п}} (l_{\text{p}} + l_{\text{cb}}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_{\text{п}})^2} \right) \right)^2} - \frac{1}{F_{\text{c}}^2} \right) = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Преобразовав путем разложения на множители уравнение (15), получим

$$\begin{aligned}
& \left( F_c - \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right) \right) \times \\
& \times \left( \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right)^2 F_c^2 + \frac{EA q^2 l_{cb}^2}{24} \times \right. \\
& \left. \times \left( F_c + \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right) \right) \right) = 0. \quad (16)
\end{aligned}$$

Тогда уравнение (16) можно рассматривать как два независимых уравнения:

$$F_c - \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right) = 0; \quad (17)$$

$$\begin{aligned}
& \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right)^2 F_c^2 + \frac{EA q^2 l_{cb}^2}{24} \times \\
& \times \left( F_c + \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right) \right) = 0. \quad (18)
\end{aligned}$$

Корни уравнений (17) и (18) имеют такой вид:

$$F_{c1} = \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right); \quad (19)$$

$$\begin{aligned}
F_{c2}, F_{c3} = & - \frac{EA q^2 l_{cb}^2}{48 \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right)^2} \times \\
& \times \left( 1 \pm \sqrt{1 - \frac{96}{EA q^2 l_{cb}^2} \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right) \right)^3} \right). \quad (20)
\end{aligned}$$

Анализ выражений (19) и (20) показал, что корень  $F_{c1}$  имеет положительное решение, а корни  $F_{c2}$  и  $F_{c3}$  всегда отрицательны либо комплексны и, соответственно, не имеют практической значимости. Тогда в качестве решения принимаем выражение (19), оно будет являться предварительным статическим натяжением резиноармированной гусеницы с включенной подвеской для режима движения. В связи с этим необходимое предварительное статическое натяжение в движении резиноармированной гусеницы с упругой подвеской будет определяться следующим выражением:

$$F_c = \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{nc_n l_p + EA \sin \gamma_3 (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)}{nc_n (l_p + l_{cb}) + EA (\sin \gamma_3 + \sin \gamma_n)^2} \right). \quad (21)$$

При заблокированной подвеске уравнение (12) с учетом формулы (14) при условии, что  $v = 0$  (режим начала движения в тяговом диапазоне), примет такой вид:

$$\frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) - F_{c6} - \frac{EAq^2 l_{cb}^2}{24} \left( \frac{1}{\left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right)^2} - \frac{1}{F_{c6}^2} \right) = 0. \quad (22)$$

Преобразовав путем разложения на множители уравнение (22), получим

$$\left( F_{c6} - \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right) \right) \left( \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right)^2 F_{c6}^2 + \frac{EAq^2 l_{cb}^2}{24} \left( F_{c6} + \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right) \right) \right) = 0. \quad (23)$$

Тогда уравнение (23) можно рассматривать как два независимых уравнения:

$$F_{c6} - \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right) = 0; \quad (24)$$

$$\left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right)^2 F_{c6}^2 + \frac{EAq^2 l_{cb}^2}{24} \left( F_{c6} + \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right) \right) = 0. \quad (25)$$

Корни уравнений (24) и (25) имеют следующий вид:

$$F_{c61} = \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right). \quad (26)$$

$$F_{c62}, F_{c63} = -\frac{EAq^2 l_{cb}^2}{48 \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right)^2} \left( 1 \pm \sqrt{1 - \frac{96}{EAq^2 l_{cb}^2} \left( \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right) \right)^3} \right). \quad (27)$$

Анализ выражений (26) и (27) показал, что корень  $F_{c61}$  имеет положительное решение, а корни  $F_{c62}$  и  $F_{c63}$  всегда отрицательны либо комплексны и, соответственно, не имеют практической значимости. Тогда в качестве решения принимаем выражение (26). Оно будет являться предварительным статическим натяжением резиноармированной гусеницы с заблокированной подвеской для режима движения. В связи с этим необходимое предварительное статическое натяжение в движении резиноармированной гусеницы с заблокированной подвеской будет определяться следующим выражением:

$$F_{c6} = \frac{ql_{cb}}{2} + \frac{m_t g \varphi}{2\eta_{rd}} \left( \frac{l_p}{l_p + l_{cb}} \right). \quad (28)$$

Полученные зависимости (21) и (28) при максимальных усилиях на ведущих колесах совпадают соответственно с зависимостями (3) и (5), а максимальные предварительные статические натяжения РАГ тракторов Беларус при работающей и заблокированной подвесках в режимах трогания и движения имеют одинаковую величину (см. табл. 2, 3). Зависимости (21) и (28) можно

использовать в инженерных расчетах для выбора рационального предварительного статического натяжения РАГ трактора с упругой и заблокированной подвесками по критерию устойчивости РАГ на ведущем колесе.

Зависимости (9) и (12) позволяют в заданных условиях движения трактора (скорости движения, тягового усилия) рассчитать значение необходимого статического предварительного натяжения резиноармированных гусениц и могут использоваться при разработке алгоритма управления механизмом автоматического натяжения гусениц.

Анализ максимальных значений предварительного статического натяжения (табл. 2, 3) показывает, что блокировка подвески при работе трактора с высокими тяговыми нагрузками в режиме трогания и на низкой скорости движения позволяет уменьшить предварительное статическое натяжение РАГ для тракторов Беларус 1802, 2102, 2103 – на 31,8, 19,5, 28,9 % соответственно и, как следствие, их нагруженность.

## Выводы

1. Получены аналитические зависимости для определения рационального предварительного статического натяжения обвода гусеничных тракторов с РАГ от усилия на ведущем колесе, веса единицы длины гусеницы, геометрии гусеничного обвода, характеристик подвески, продольной жесткости РАГ, отличающиеся учетом параметров и режимов работы подвески, продольной жесткости РАГ, а также режимов движения трактора. Полученные аналитические зависимости могут быть использованы в инженерных расчетах, а также при разработке алгоритма управления механизмом автоматического натяжения гусениц.

2. Рассчитаны значения необходимого предварительного статического натяжения резиноармированных гусениц соответственно для тракторов Беларус 1802, 2102 и 2103: с упругой подвеской – 15,30, 15,05, 20,40 кН; с заблокированной подвеской – 10,43, 12,11, 14,51 кН. Установлено, что наибольшее необходимое предварительное статическое натяжение РАГ необходимо при максимальных усилиях на ведущих колесах трактора.

3. Показано, что блокировка подвески при работе трактора с высокими тяговыми нагрузками в режиме трогания и на низкой скорости движения позволяет уменьшить необходимое предварительное статическое натяжение резиноармированных гусениц и, как следствие, их нагруженность. При блокировке подвески необходимое предварительное статическое натяжение резиноармированных гусениц можно уменьшить для тракторов Беларус 1802, 2102, 2103 – на 31,8, 19,5, 28,9 % соответственно.

**Благодарности.** Работа выполнена в рамках ГПНИ «Механика, металлургия, диагностика в машиностроении» на 2016–2020 годы, подпрограмма «Механика».

**Acknowledgments.** The research was carried out in the framework of the SPSR “Mechanics, Metallurgy and Diagnostics in Mechanical Engineering” for 2016–2020, subprogramme “Mechanics”.

## Список использованных источников

1. Turner, R. J. Comparison of two and four track machines to rubber tire tractors in prairie soil conditions / R. J. Turner // Belt and tire traction in agricultural vehicles / Soc. of Automotive Engineers. – Warrendale, 1997. – P. 31–43.
2. Zoz, F. M. Belt and tire tractive performance / F. M. Zoz // Belt and tire traction in agricultural vehicles / Soc. of Automotive Engineers. – Warrendale, 1997. – P. 87–94.
3. Boikov, V. Design development of elastic wheel – track and traction systems of tractors and agricultural machines / V. Boikov, Ch. Zhdanovich, S. Sizova // Belt and tire traction in agricultural vehicles / Soc. of Automotive Engineers. – Warrendale, 1997. – P. 95–100.
4. Коробкин, В. А. Гусеничный трактор общего назначения «Беларус 1802» / В. А. Коробкин // Междунар. аграр. журн. – 2001. – № 9. – С. 46–48.
5. Бойков, В. П. Опыт создания гусеничного трактора «Беларус 1802» / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, В. А. Коробкин // Автотракторный факультет на грани столетий : сб. докл. / под ред. Н. М. Капустина. – Минск, 2002. – С. 9.
6. Коробкин, В. А. Становление и развитие научно-конструкторской школы проектирования специальных машин на Минском тракторном заводе / В. А. Коробкин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – № 3–4. – С. 203–207.

7. Панасюк, А. Н. Создание тракторов и комбайнов с резиноармированным гусеничным ходом / А. Н. Панасюк // Техника и оборудование для села. – 2009. – № 6. – С. 14–15.
8. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Д. Г. Купрюнин [и др.] // Изв. МГТУ «МАМИ» – 2016. – № 3 (29). – С. 16–24.
9. Сравнение тяговых показателей и долговечности гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов / Н. А. Щельцын [и др.] // Изв. МГТУ «МАМИ». – 2017. – № 4 (34). – С. 76–82.
10. Федоткин, Р. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Р. С. Федоткин. – М., 2015. – 24 с.
11. Жданович, Ч. И. Определение характеристик подвески гусеничного трактора / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 60–64.
12. Жданович, Ч. Экспериментальные исследования деформируемости секции резиноармированной гусеницы / Ч. Жданович, В. Плищ, В. Равино // *Zeszyty Nauk. Mechanika*. – 2002. – Z. 53 (241). – S. 333–339.
13. Жданович, Ч. И. Продольная жесткость резиноармированной гусеницы / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Наука – образованию, производству, экономике : материалы Шестой междунар. науч.-техн. конф. : в 3 т. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: Б. М. Хрусталев, Ф. А. Романюк, А. С. Калиниченко. – Минск, 2008. – Т. 1. – С. 273.
14. Платонов, В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В. Ф. Платонов. – М. : Машиностроение, 1973. – 232 с.
15. Теория и конструкция танка : в 10 т. / редкол.: П. П. Исаков (гл. ред.) [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982–1990. – Т. 6 : Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин / Б. А. Абрамов [и др.]. – 1985. – 244 с.
16. Русанов, В. А. Влияние тягово-скоростных режимов и схемы гусеничного движителя на нагруженность гусеничного обвода быстроходного трактора / В. А. Русанов // Труды / Всесоюз. науч.-исслед. ин-т механизации сел. хоз-ва (ВИМ). – М., 1974. – Т. 66 : Перспективная сельскохозяйственная энергетика и высокопроизводительные машино-тракторные агрегаты. – С. 98–107.
17. Гусеничные транспортеры-тягачи / В. Ф. Платонов [и др.] ; под ред. В. Ф. Платонова. – М. : Машиностроение, 1978. – 351 с.
18. Платонов, В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леишвили. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с.
19. Многоцелевые гусеничные шасси / В. Ф. Платонов [и др.] ; под ред. В. Ф. Платонова. – М. : Машиностроение, 1998. – 342 с.
20. Платонов, В. Ф. Динамическая нагруженность гусеничного обвода трактора / В. Ф. Платонов // Тракторы и с.-х. машины. – 1970. – № 10. – С. 19–21.
21. Платонов, В. Ф. О динамической нагруженности гусеничного обвода трактора / В. Ф. Платонов // Тракторы и с.-х. машины. – 1973. – № 2. – С. 6–9.
22. Бажуков, А. Е. Влияние силы предварительного натяжения гусениц на статическое положение корпуса гусеничной машины / А. Е. Бажуков, В. Е. Ролле // Науч.-техн. ведомости С.-Петербург. гос. политехн. ун-та. – 2014. – № 4 (207). – С. 233–238.
23. Бажуков, А. Е. Расчет параметров гусеничной машины / А. Е. Бажуков, С. И. Худорожков // Науч.-техн. ведомости С.-Петербург. гос. политехн. ун-та. – 2015. – № 4 (231). – С. 189–195. <https://doi.org/10.5862/JEST.231.20>
24. Шарипов, В. М. Экспериментальная оценка нагрузок, действующих на резиновые элементы гусеничной цепи с резинометаллическими шарнирами / В. М. Шарипов, Ю. Н. Барсуков, С. А. Коростелев // Изв. МГТУ «МАМИ». – 2016. – № 4 (30). – С. 97–106.
25. Жданович, Ч. Выбор схемы ходовой системы трактора с резиногусеничным движителем / Ч. Жданович // *Ekologiczne aspekty mechanizacji nawożenia, ochrony roślin, uprawy gleby i zbioru roślin uprawnych* : VII Międzynar. symp., 18–19 września 2000 r. / Inst. Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa. – Warszawa, 2000. – S. 271–278.
26. Жданович, Ч. И. Определение усилий в ветвях обвода трактора с резиноармированной гусеницей и упругой подвеской / Ч. И. Жданович, В. Н. Плищ // Агропанорама. – 2021. – № 6. – С. 2–7.
27. Жданович, Ч. Влияние типа движителя на тягово-цепные свойства трактора / Ч. Жданович, В. Бойков, Ю. Атаманов // *Zeszyty Nauk. Mechanika*. – 2000. – Z. 47 (228). – S. 247–255.

## References

1. Turner R.J. Comparison of two and four track machines to rubber tire tractors in prairie soil conditions. *Belt and tire traction in agricultural vehicles*. Warrendale, 1997, pp. 31-43.
2. Zoz F.M. Belt and tire tractive performance. *Belt and tire traction in agricultural vehicles*. Warrendale, 1997, pp. 87-94.
3. Boikov V., Zhdanovich Ch., Sizova S. Design development of elastic wheel – track and traction systems of tractors and agricultural machines. *Belt and tire traction in agricultural vehicles*. Warrendale, 1997, pp. 95-100.
4. Korobkin V.A. General purpose crawler tractor “Belarus 1802”. *Mezhdunarodnyi agrarnyi zhurnal* [International Agricultural Journal], 2001, no. 9, pp. 46-48 (in Russian).

5. Boikov V.P., Zhdanovich Ch.I., Korobkin V.A. Experience of building a crawler tractor “Belarus 1802”. *Avtotraktornyj fakul'tet na grani stoletii: sbornik dokladov* [The Faculty of Motor Vehicles on the verge of a century: a collection of papers]. Minsk, 2002, p. 9 (in Russian).
6. Korobkin V.A. The formation and development of research and design school for designing special vehicles on Minsk tractor works. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov = Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*, 2012, no. 3-4, pp. 203-207 (in Russian).
7. Panasyuk A.N. Development of agricultural machinery, tractors and combines equipped with the reinforced rubber tracks running gear. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela = Machinery and Equipment for Rural Area*, 2009, no. 6, pp. 14-15 (in Russian).
8. Kupryunin D.G., Shchelnitsyn N.A., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Belyi I.F., Revenko V.Y. Experimental study of comparative indicators of agricultural tractors caterpillar drive. *Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2016, no. 3 (29), pp. 16-24 (in Russian).
9. Shchel'tsyn N.A., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Belyy I.F., Revenko V.Yu. Comparison of traction and longevity of caterpillar driving machines of agricultural tractors. *Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2017, no. 4 (34), pp. 76-82 (in Russian).
10. Fedotkin R.S. *Calculation and experimental methods for assessing the load and durability of rubber reinforced crawler tracks on agricultural tractors*. Abstract of Ph.D. diss. Moscow, 2015. 24 p. (in Russian).
11. Zhdanovich Ch.I., Plishch V.N. Determination of caterpillar suspension characteristics. *Vestnik Belorusskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 2008, no. 4, pp. 60-64 (in Russian).
12. Zhdanovich Ch., Plishch V., Ravino V. Experimental studies of the deformability of a rubber-reinforced track section. *Zeszyty Naukowe. Mechanika*, 2002, no. 53 (241), pp. 333-339 (in Russian).
13. Zhdanovich Ch.I., Plishch V.N. Longitudinal stiffness of the rubber reinforced track. *Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike: materialy Shestoi mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii* [Science for education, production, economics: proceedings of the 6th International scientific and technical conference]. Minsk, 2008, vol. 1, p. 273 (in Russian).
14. Platonov V.F. *Crawler dynamics and reliability*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 232 p. (in Russian).
15. Isakov P.P. (ed.) (et al.). *Theory and design of a tank. Vol. 6. Issues of designing the undercarriage of military tracked vehicles*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 244 p. (in Russian).
16. Rusanov V.A. Influence of traction and speed modes and crawler scheme on the load of the crawler outline of a high-speed tractor. *Proceedings of the All-Union Research Institute of Agricultural Mechanization (VIM). Vol. 66*. Moscow, 1974, pp. 98-107 (in Russian).
17. Platonov V.F., Belousov A.F., Oleinikov N.G., Kartsev G.I. *Tracked transporter-tractors*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 351 p. (in Russian).
18. Platonov V.F., Leiashvili G.R. *Tracked and wheeled transport and pulling machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 296 p. (in Russian).
19. Platonov V.F., Korobkin V.A., Kozhevnikov V.S., Platonov S.V. *Multi-purpose tracked chassis*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1998. 342 p. (in Russian).
20. Platonov V.F. Dynamic loading of the tractor crawler outline. *Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], 1970, no. 10, pp. 19-21 (in Russian).
21. Platonov V.F. About the dynamic loading of the tractor crawler outline. *Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], 1973, no. 2, pp. 6-9 (in Russian).
22. Bazhukov A.E., Rolle V.E. The effect of pretension force on the static position of the tracked vehicle hull. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta = St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology*, 2014, no. 4 (207), pp. 233-238 (in Russian).
23. Bazhukov A.E., Hoodorozhkov S.I. Calculating the undercarriage parameters of a tracked vehicles. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta = St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology*, 2015, no. 4 (231), pp. 189-195 (in Russian). <https://doi.org/10.5862/JEST.231.20>
24. Sharipov V.M., Barsukov Y.N., Korostylev S.A. Experimental evaluation of the loads influencing the rubber parts of track chain with rubber and metallic hinges. *Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2016, no. 4 (30), pp. 97-106 (in Russian).
25. Zhdanovich Ch. Choice of tractor running gear scheme with rubber-tracked mover. *Ekologiczne aspekty mechanizacji nawożenia, ochrony roślin, uprawy gleby i zbioru roślin uprawnych: VII Międzynarodowe Sympozjum, 18–19 września 2000 r.* [Ecological aspects of mechanization of fertilization, plant protection, soil cultivation and harvesting of crops: VII International symposium, September 18-19, 2000]. Warszawa, 2000, pp. 271-278 (in Russian).
26. Zhdanovich Ch.I., Plishch V.N. Determination of the forces in the branches of the tractor with rubber reinforced track and elastic suspension. *Agropanorama*, 2021, no. 6, pp. 2-7 (in Russian).
27. Zhdanovich Ch., Boikov V., Atamanov Yu. Influence of the mover type on the towing and traction properties of the tractor. *Zeszyty Naukowe. Mechanika*, 2000, no. 47 (228), pp. 247-255 (in Russian).

## Информация об авторах

*Жданович Чеслав Иосифович* – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Тракторы», Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Республика Беларусь). E-mail: chzhdanovich@mail.ru ; <https://orcid.org/0000-0002-3165-7625>

*Плиц Владимир Николаевич* – старший преподаватель, Белорусский национальный технический университет (пр. Независимости, 65, 220013, г. Минск, Республика Беларусь). E-mail: v\_plishch @mail.ru ; <http://orcid.org/0000-0001-5869-2781>

## Information about the authors

*Cheslav I. Zhdanovich* – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosti Ave., 220013, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: chzhdanovich@mail.ru ; <https://orcid.org/0000-0002-3165-7625>

*Vladimir N. Plishch* – Senior Lecturer, Belarusian National Technical University (65, Nezavisimosti Ave., 220013, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: v\_plishch@mail.ru ; <http://orcid.org/0000-0001-5869-2781>