



УДК 631.352

Мудров Александр Григорьевич

доктор технических наук, профессор

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Мудрова Анна Александровна

соискатель

E-mail: annamudrova@mail.ru

Федеральная служба по аккредитации (Росаккредитация)

Адрес организации: 117312, Россия, г. Москва, ул. Вавилова, д. 7

Силовой анализ скоростного режущего аппарата

Аннотация

Постановка задачи. Для создания мощной корневой системы и крепкой дернины, откосы автодорог засеваются травами или они зарастают естественно различным травостоем и кустарником, что требует определенного ухода за их содержанием, в том числе, подкашиванием.

Известные режущие аппараты отечественного производства не всегда подходят для скашивания неоднородной растительности. Они имеют ограниченные скорости резания стеблей, большие инерционные моменты, большие затраты энергии, плохо срезают кустарниковые заросли и т.д.

Цель исследования – разработать универсальный скоростной режущий аппарат для скашивания трав и кустарниковых насаждений откосов, лишенный недостатков известных аппаратов, провести силовой анализ и оптимизацию силовых воздействий.

Результаты. В результате исследования предложена новая конструкция скоростного режущего аппарата на базе плоского параллелограммного механизма, шатун которого выполняет роль носителя ножевой полосы с сегментами, обеспечивая высокие скорости резания без трения с противорежущими пластинами, определены давления подвижных звеньев на раму и метод устранения динамических колебаний.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли заключается в создании нового эффективного скоростного режущего аппарата для скашивания травостоя и кустарника откосов автодорог.

Ключевые слова: откосы дорожного полотна, режущий аппарат, механизм плоский и пространственный, выравнивание динамических колебаний.

Введение

Для скашивания сельскохозяйственных культур в России широко используются отечественные аппараты косилочного типа, ротационные и дисковые косилки. Однако эти типы режущих аппаратов практически исчерпали свои эксплуатационные возможности и имеют существенные недостатки.

Так, аппараты косилочного типа имеют низкую производительность, так как скорость резания стеблей ограничена, при работе возникают большие знакопеременные инерционные усилия, вибрация рамы, шум. Кроме того, имеется повышенный расход энергии из-за трения между режущими и противорежущими сегментами, недолговечность режущих кромок ножей, обрезка кустарников и толстостебельных культур на откосах дорог неудовлетворительная [1, 2].

Режущие аппараты ротационного типа, обеспечивают резание тонкостебельных злаковых и трав при весьма больших скоростях рабочего органа (50-100 м/с), что накладывает ограничения на увеличение производительности аппаратов, приводит к увеличению расхода энергии и отрицательно сказывается на их эксплуатационной надежности [3, 4].

Публикации иностранных ученых [5-8] в основном касались режущих аппаратов косилочного и ротационного типов, недостатки которых остаются те же, что и в аппаратах отечественных машин.

По этой причине назрела необходимость в дальнейшем развитии теории и разработки принципиально новых конструкций режущих аппаратов и их рабочих органов, чему и посвящена данная статья, где предлагается новая конструкция скоростного режущего аппарата с круговым движением ножевой полосы, защищенная патентом РФ [9]. Режущий аппарат лишен основных недостатков известных аппаратов.

Анализ и обсуждение исследования

Скоростной режущий аппарат использует в качестве ножевой полосы с режущими сегментами шатун плоского четырехзвенного механизма (рис. 1), конструкция его практически не исследована, в том числе и по силовым показателям. Здесь исследуется силовой анализ его механизма, состоящего из звена 1 – ведущего кривошипа, звеньев 2 и 3 – ведомых кривошипов, источника привода – 4 и ножевой полосы – 5 с режущими сегментами.

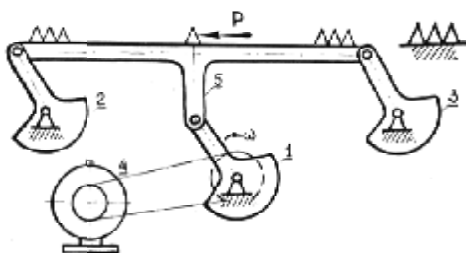


Рис. 1. Схема скоростного режущего аппарата (иллюстр. авторов)

Известно, что $P=f(\varphi)$ – усилие резания стеблей, J_1 – момент инерции ведущего звена с учетом момента инерции отнесенной к этому звену массы ножа; J_2 и J_3 – моменты инерции ведомых кривошипов с учетом моментов инерции отнесенной к ним частей масс ножевой полосы; n – частота вращения кривошипов.

Закон изменения усилия резанию стеблей принят синусоидальным [10].

За один оборот кривошипов резание стеблей осуществляется на углу поворота от 0 до π (рис. 2 а). Тогда усилие резания определится формулой $P=-P'\sin\varphi$ (где P' – максимальное усилие резания, φ – угол поворота кривошипа).

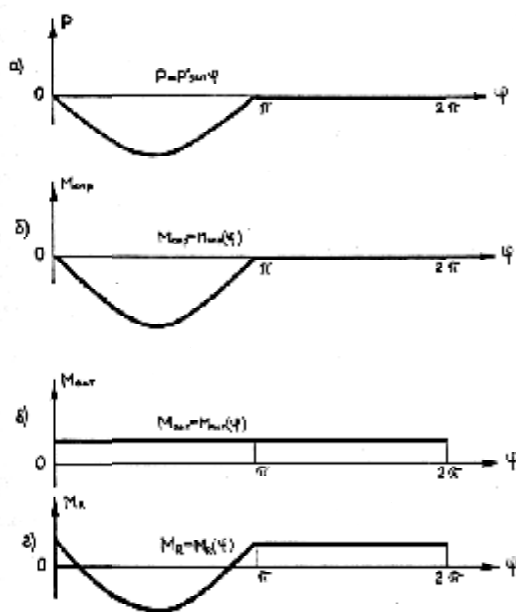


Рис. 2. Графики сил и моментов (иллюстрация авторов)

При установившемся движении, силы на резание равны силам сопротивления резанию, а секундная мощность сил резания равна произведению момента сопротивления резанию на угловую скорость, т.е. $P \cdot v = M_c \cdot \omega$, откуда момент сопротивления (рис. 2б) равен:

$$M_c = - \frac{P \cdot v}{\omega} = - \frac{P \cdot v \cdot w}{w} = - P' \cdot x \cdot \sin j. \quad (1)$$

Известно, что при установившемся движении приращение кинетической энергии вращающегося тела равно нулю, т.е.:

$$- \frac{d}{dt} M_c(j) + M_a \cdot 2p = 0, \quad (2)$$

где M_a – постоянный момент, приложенный к ведущему кривошипу.

Из выражения (2) определяется постоянный момент (рис. 2в):

$$M_a = \frac{\frac{d}{dt} M_c(j)}{2p} = \frac{\frac{d}{dt} P' \cdot x \cdot \sin j}{2p} = \frac{2P' \cdot r}{2p} = \frac{P' \cdot x}{p}. \quad (3)$$

Поскольку резание стеблей происходит на первой половине оборота кривошипов, а вторая половина происходит без резания (холостой ход), кривошипы вращаются с неравномерной угловой скоростью, следовательно, и с переменным ускорением в пределах одного оборота. Неравномерность характеризуется степенью неравномерности, которая определяется из уравнения движения в форме живых сил и приводится в окончательном виде без промежуточных преобразований, по выражению:

$$d = \frac{\frac{d^2}{dt^2} M_p(j)}{J \omega_c^2} = \frac{\frac{d^2}{dt^2} P' \cdot x \cdot \sin j}{J \omega_c^2} = \frac{P' \cdot x \cdot \cos j}{J \omega_c^2}, \quad (4)$$

где J – общий момент инерции вращающихся звеньев;

φ_1 и φ_2 – углы поворота кривошипов, при которых $M_p = 0$ (их значение $\varphi_1 = \arcsin 1/\pi$, $\varphi_2 = 180^\circ - \varphi_1$);

ω_c – среднее значение угловой скорости.

Так как кривошипы с ножевой полосой вращаются с переменным угловым ускорением, возникает инерционный момент, отрицательно действующий на работу режущего аппарата и долговечность его деталей. Необходимо определить величину этого момента и предложить способ уменьшения влияния его на колебание рамы.

Для определения момента представим схему сил, приложенных к отдельным звеньям режущего аппарата (рис. 3), их равнодействующие R_1, R_2, R_3, R_4 и Q_5 – общее давление подвижных звеньев на раму (станину) [11, 12].

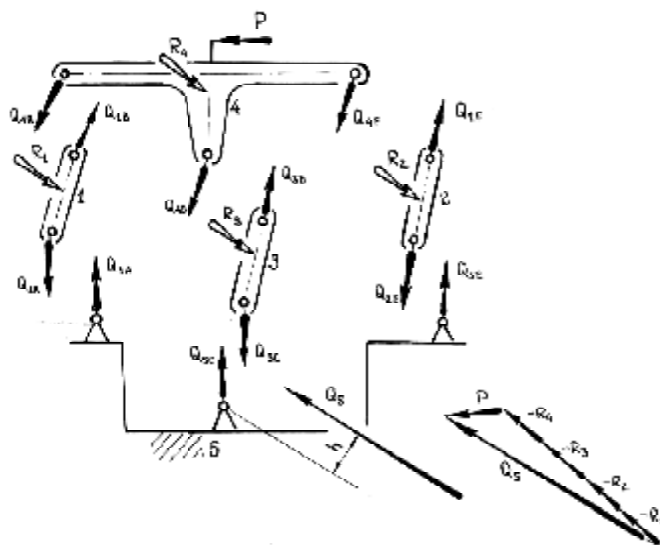


Рис. 3. Схема сил, приложенных к звеньям режущего аппарата (иллюстрация авторов)

На основании свойств равнодействующей имеем:

$$R_1=Q_{1B}+Q_{1A}; R_2=Q_{2F}+Q_{2E}; R_3=Q_{3C}+Q_{3D}; R_4=Q_{4F}+Q_{4B}+Q_{4D}+P; Q_5=Q_{5E}+Q_{5A}+Q_{5C}.$$

Приняв во внимание, что $Q_{4B}+Q_{1B}=0$; $Q_{4D}+Q_{3D}=0$; $Q_{4F}+Q_{2F}=0$; $Q_{1A}+Q_{5A}=0$; $Q_{3C}+Q_{5C}=0$; $Q_{2E}+Q_{5E}=0$, после сложения получаем $P=R_1+R_2+R_3+R_4+Q_5$. Откуда общее давление подвижных звеньев на станину определится $Q_5=P-R_1-R_2-R_3-R_4$.

Также на основании свойств равнодействующей будем иметь $MR_1=M_{1B}+M_{1A}$; $MR_2=M_{2F}+M_{2E}$; $MR_3=M_{3C}+M_{3D}$; $MR_4=M_{4F}+M_{4B}+M_{4D}+M_P$; $M_5=M_{5E}+M_{5A}$.

Так как: $M_{4B}+M_{1B}=0$; $M_{4D}+M_{3D}=0$; $M_{4F}+M_{2F}=0$; $M_{1A}+M_{5A}=0$; $M_{3C}+M_{5C}=0$; $M_{2E}+M_{5E}=0$.

После сложения моментов получаем, $M_P+M_1=MR_1+MR_2+MR_3+MR_4+M_5$. Отсюда определяется момент M_5 на станине:

$$M_5=M_P+M_1-MR_1-MR_2-MR_3-MR_4.$$

Если равнодействующую силу заменить главным вектором и главным моментом, то уравнение примет вид:

$$M_5=Q \cdot h = M_P + M_1 - MR_1 - MR_2 - MR_3 - MR_4 - \varepsilon_1 J_1 - \varepsilon_1 J_2 - \varepsilon_1 J_3.$$

При практическом уравнивании механизма режущего аппарата $R_1=R_2=R_3=R_4=0$ и $MR_1=MR_2=MR_3=MR_4=0$, тогда $M_5=Q \cdot h = M_P + M_1 - \varepsilon_1 (J_1 + J_2 + J_3)$, учитывая, что $M_P = -P' \cdot r \cdot \sin \varphi$ и $M_1 = P' \cdot r / \pi$, давление на станину (раму) запишется:

$$M_5 = P' \cdot r / \pi - P' \cdot r \cdot \sin \varphi - \varepsilon_1 J_n. \quad (5)$$

Здесь первый член уравнения есть активный момент, величина которого постоянна, $P' \cdot r \cdot \sin \varphi$ – момент от силы резания стеблей, $\varepsilon_1 J_n$ – момент от неравномерного вращения кривошипов, от которого, в основном, и происходят колебания рамы, величину которого необходимо уменьшить.

Нами предложен способ уменьшения неравномерности вращения кривошипов режущего аппарата (рис. 4а), следовательно, уменьшения инерционного момента, действующего на раму точно таким же моментом от механизма (рис. 4б), но с противоположным знаком, в этом случае суммарное значение колебаний приближается к нулевому значению (рис. 4в).



Рис. 4. Графики колебаний рамы от режущего аппарата, механизма и суммарное значение (иллюстрация авторов)

Как было отмечено ранее, угловая скорость ведомых кривошипов режущего аппарата является величиной переменной (рис. 4а), изменяющейся по определенному закону с некоторой степенью неравномерности, определяемую выражением (4).

$$d = \frac{P' \cdot x \cdot \cos j}{J \omega_c^2}.$$

Таким образом, необходим механизм, который был бы сконструирован таким образом, чтобы его выходное звено имело такое же переменное значение вращения и степени неравномерности на одном обороте (рис. 4б), что и степень неравномерности режущего аппарата (рис. 4а).

Из многообразия механизмов нами выбран пространственный четырехзвенный механизм с вращательными шарнирами, геометрические оси которых скрещиваются под

углами α_1 и α_2 и расположены на кратчайших расстояниях ℓ_1 и ℓ_2 друг от друга и связаны соотношением [13, 14]:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}. \quad (6)$$

У механизма ведомый кривошип вращается с переменной угловой скоростью в пределах одного оборота, при этом степень неравномерности его вращения определяется через соотношение углов скрещивания – α_1 и α_2 , выражением:

$$d = 2 \frac{\sin \alpha_1 \times \sin \alpha_2}{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1}. \quad (7)$$

Поэтому, для осуществления предложенного способа уменьшения инерционного момента, необходимо сначала определить по выражению (4) степень неравномерности вращения кривошипов режущего аппарата – δ , а затем по найденному значению δ спроектировать пространственный механизм, у которого должна быть степень неравномерности такая же, как степень неравномерности режущего аппарата – δ . Делается это следующим образом.

В выражении (6) указаны соотношения параметров пространственного механизма, два из которых принимаются предварительно исходя из конструктивных соображений. Примем, например, значения угла скрещивания – α_2 и кратчайшее расстояние – ℓ_2 , необходимо определить другие параметры механизма – α_1 и ℓ_1 в зависимости от δ – степени неравномерности вращения кривошипов режущего аппарата и α_2 и ℓ_2 пространственного механизма.

Для определения угла скрещивания осей шарниров механизма – α_1 возведем в квадрат левую и правую части равенства (7), получим:

$$d^2 = 4 \frac{\sin^2 \alpha_1 \times \sin^2 \alpha_2}{(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1)^2},$$

или же после преобразования имеем:

$$(d^2 + 4\sin^2 \alpha_1)\cos^2 \alpha_1 - 2d^2 \cos \alpha_2 \times \cos \alpha_1 + d^2 \cos^2 \alpha_2 - 4\sin^2 \alpha_2 = 0.$$

Отсюда определяется значение угла α_1 :

$$\alpha_1 = \arccos \frac{d^2 \cos \alpha_2 \pm 2\sin^2 \alpha_2 \sqrt{4 + d^2}}{d^2 + 4\sin^2 \alpha_2}. \quad (8)$$

Для определения кратчайшего расстояния ℓ_1 используют выражение (6):

$$l_1 = l_2 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}. \quad (9)$$

Таким образом, выражения (8)-(9) определяют параметры кривошипов пространственного механизма с требуемыми свойствами для уменьшения инерционного момента, суммарное колебание при этом значительно уменьшается (рис. 4в).

После этого, чтобы уменьшить колебания рамы, возникающей от неравномерного вращения кривошипов режущего аппарата, необходимо правильно закрепить ведущий кривошип режущего аппарата с ведомым кривошипом двухкривошипного механизма так, чтобы геометрические оси их длин располагались под углом β сдвига фаз, равному $220-225^\circ$ (рис. 5).

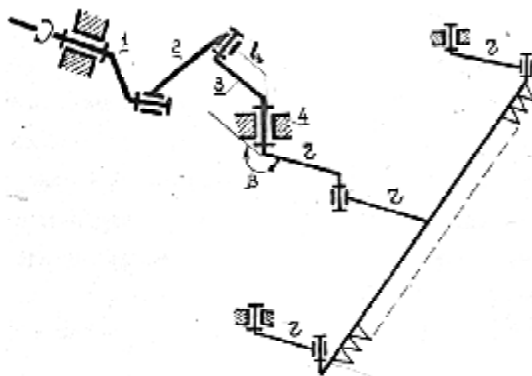


Рис. 5. Схема соединения механизма с режущим аппаратом (иллюстрация авторов)

Этот способ удобен еще и тем, что, в зависимости от вида срезаемой культуры, двухкривошипный механизм легко перестраивается, что важно при резании культур с различными физико-механическими свойствами.

Кроме того, механизм выполняет и функцию привода режущего аппарата. В данном случае потребовался бы механизм, который может передавать вращение из одной плоскости в другую, таким механизмом мог быть редуктор с коническими колесами.

Таким образом, предлагаемый способ выравнивания момента позволяет одновременно улучшить и передачу на режущий аппарат.

Ведомый кривошип пространственного механизма может быть присоединен к любому из кривошипов режущего аппарата, исходя из конструктивных соображений привода.

Таким образом, предлагаемый способ и устройство выравнивания момента является наиболее эффективным для данного режущего аппарата, так как момент, возникающий от неравномерного вращения кривошипов, устраняется точно таким же моментом, создаваемым двухкривошипным пространственным механизмом.

Заключение

1. Предложена конструкция нового скоростного режущего аппарата с круговым движением ножевой полосы, являющейся шатуном плоского параллелограммного механизма. Шарнирные соединения аппарата выполнены на стандартных подшипниках качения, имеющих высокий КПД и гарантированную защиту от абразивной среды, при этом в аппарате отсутствует трение между ножевой полосой и противорежущим брусом. Он обеспечивает высокую скорость резания и чистоту среза, как толстостебельных, так и кустарниковых культур.

2. Так как конструкция режущего аппарата обладает существенной новизной, он пока мало исследован, в том числе, по силовым показателям.

3. Проведен силовой анализ режущего аппарата, в результате которого реализован способ устранения момента, действующего на раму от неравномерного вращения кривошипов. В способе применен принцип «подобное устраняется подобным» – определена степень неравномерности вращения ножевой полосы при резании стеблей и по этой степени проектируется двухкривошипный пространственный механизм с такой же степенью неравномерности вращения ведомого кривошипа, соединенного в противофазе с ведущим кривошипом режущего аппарата, выравнивая тем самым угловую скорость и устраняя динамический момент.

4. Предложенный способ устранения динамического момента может быть использован и в других механических устройствах, имеющих неравномерное вращение выходного звена.

Список библиографических ссылок

1. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины: М. : Колос, 2004. 624 с.
2. Техническое описание. Косилки навесные КС-Ф-2,1Б и КСГ-Ф2,1Б. М. : Упрполиграфиздат, 1997. 35 с.
3. Кленин Н. И., Егоров В. Г. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М. : Колос, 2004. 464 с.
4. Карпенко А. Н., Халанский В. М. Сельскохозяйственные машины. М. : Агропромиздат, 1999. 527 с.
5. Prince R. P. Elmpact cutting of alfalfa. University of Connecticut, Starrs, Ag-ric. exp. Stn. Res. Rep. 2011. № 3. P. 21–28.
6. Reviewing industrial mowers // Implement tractor. 2013. № 11. P. 36–38.
7. De Zanche Cesare. Ze falciatrici rotative // Machine motori agricoli. 2011. № 9. P. 56–58.
8. Johnson P. C., Clementson C. L., Mathanker S. K., Grift T. E., Hansen A. C. Cutting energy characteristics of *Miscanthus x giganteus* stems with varying oblique angle and cutting speed // Biosystems Engineering. 2012. № 112 (1). P. 42–48.

9. Режущий аппарат жатвенных машин : пат. 2606095 Рос. Федерация. № 2015125180 ; заявл. 26.10.2015 ; опубл. 10.01.2017, Бюл. № 1. 5 с.
10. Мудров А. Г. Динамика скоростного режущего аппарата // Вестник казанского аграрного университета. 2017. № 1 (43). С. 76–81.
11. Степин П. А. Сопротивление материалов. М. : Лань, 2010. 320 с.
12. Мирсаяпов И. Т., Королева И. В., Сабирзянов Д. Д. Прочность и деформации глинистых грунтов при трехосном режимном чередующемся статическом и циклическом нагружении // Геотехника Беларуси: Наука и практика. 2013. С. 297–304.
13. Bennett G. T. A new mechanism // Engineering. 1903. v. 76. P. 777–778.
14. Мудров А. Г. Пространственные механизмы с особой структурой. Казань : РИЦ «Школа», 2003. 300 с.

Mudrov Alexander Grigorjevich

doctor of technical sciences, professor

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Mudrova Anna Alexandrovna

researcher

E-mail: annamudrova@mail.ru

Federal service for accreditation (RusAccreditation)

The organization address: 117312, Russia, Moscow, Vavilova st., 7

Power analysis of high-speed cutting machine**Abstract**

Problem statement. To create a powerful root system and strong turf, road slopes are sown with grass or they grow naturally with various grass and shrubs, which requires a certain care for their maintenance, including mow.

Famous domestic cutting machines are not always suitable for mowing non-uniform vegetation. They have limited cutting speeds of stems, large inertial moments, high energy costs, poor shrubs, etc.

The purpose of the study is to develop a universal high-speed cutting apparatus for mowing grasses and shrub plantings of slopes, devoid of the drawbacks of known apparatuses, to conduct force analysis and optimization of force effects.

Results. As a result of the study, a new design of a high-speed cutting apparatus based on a flat parallelogram mechanism, a connecting rod of which acts as a carrier of a knife strip with segments, providing high cutting speeds without friction with opposing plates, determined the pressure of moving links on the frame and the method of eliminating dynamic oscillations.

Conclusions. The significance of the results obtained for the construction industry is to create a new effective high-speed cutting apparatus for mowing grass and bushes of road slopes.

Keywords: slopes of the roadway, the cutter bar mechanism planar and spatial alignment of the dynamic fluctuations.

References

1. Khalanskiy V. M., Gorbachev I. Century Agricultural machinery. M. : Kolos, 2004. 624 p.
2. Technical specification. Mounted mower KS-f-2,1B and KSG-f-2,1B. M. : Uprpoligrafizdat, 1997. 35 p.
3. Klenin N. I., Egorov V. G. Agricultural and reclamation machines. M. : Kolos, 2004. 464 p.
4. Karpenko A. N., Khalansky V. M. Agricultural machines. M. : Agropromizdat, 1999. 527 p.

5. Prince R. P. Elmpact cutting of alfalfa. University of Connecticut, Starrs, Ag-ric. exp. Stn. Res. Rep. 2011. № 3. P. 21–28.
6. Reviewing industrial mowers // Implementation tractor. 2013. № 11. P. 36–38.
7. Cesare De Zanche. Ze falciatrici rotational // Machine motori agricoli. 2011. № 9. P. 56–58.
8. Johnson P. C., Clementson C. L., Mathanker S. K., Grift T. E., Hansen A. C. Cutting energy characteristics of Miscanthus x giganteus stems with varying oblique angle and cutting speed // Biosystems Engineering. 2012. № 112 (1). P. 42–48.
9. The cutting apparatus of the cutterbar machines : patent 2606095 of the Rus. Federation ; № 2015126180 ; decl. 26.10. 2015 ; publ. 10.01.2017. Bull. № 1. 5 p.
10. Mudrov A. G. Dynamics of high-speed cutting machine // Vestnik kazanskogo agrarnogo universiteta. 2017. № 1 (43). P. 76–81.
11. Stepin P. A. Resistance of materials. M. : LAN, 2010. 320 p.
12. Mirsayapov I. T., Koroleva I. V., Sabirzyanov D. Strength and deformation clay soils under triaxial regime alternating static and cyclic loading // Geotekhnika Belarusi: Nauka i praktika. 2013. P. 297–304.
13. Bennett G. T. A new mechanism // Engineering. 1903. v. 76. P. 777–778.
14. Mudrov A. G. Spatial mechanisms with special structure. Kazan : RIC «Shkola», 2003. 300 p.