

УДК 621.879

Крупко В. Г., Койнаш В. А., Опенько С. Ю., Проць В. В.

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ
ЗВЕНЬЕВ ЭКСКАВАТОРОВ–МЕХАНИЧЕСКИХ ЛОПАТ**

В настоящее время на предприятиях горной и строительной промышленности Украины работает большое число экскаваторов-механических лопат, которые в качестве механизма передвижения оснащены гусеничными движителями. Гусеничные механизмы передвижения обладают высокой проходимостью, простотой и технологичностью конструкции, достаточно высоким КПД, сравнительно низкими давлениями на грунт. Все это обуславливает применение гусеничных движителей на землеройных машинах, работающих в сложных горно-технических условиях и высокоабразивной среде [1, 2].

Гусеничные движители наряду с указанными преимуществами имеют целый ряд недостатков [1, 2, 3], среди которых следует выделить низкую долговечность ведущих колес и гусеничных звеньев (траков), которая вызвана интенсивным износом шарниров гусеничной цепи, нарушением геометрии гребневых зацеплений и поломками траков при движении по горным выработкам и неподготовленным подошвам забоев.

Совершенствование гусеничных движителей, повышение эффективности их работы возможно на основе повышения таких показателей, как долговечность опорных элементов и работоспособность гусеничных передач, за счет обоснованного выбора рациональных геометрических параметров гусеничных звеньев. Заводы-изготовители гусеничных движителей до настоящего времени не имеют обоснованных методик расчета нагрузок на детали гусеничных движителей, что ведет к значительному отличию в конструкциях как самих движителей, так и составных элементов (траков, колес, катков).

Целью работы является повышение технического уровня гусеничных движителей одноковшовых экскаваторов путем обоснования рациональных параметров траков на основе формирования нагрузок с учетом конструктивных особенностей траков.

Для достижения поставленной цели на кафедре были проведены теоретические исследования с помощью вычислительных экспериментов. Для этого составлена методика для статического расчета исследуемых экскаваторов, были приняты в виде допущений одинаковые для всех машин схемы нагружения и расчетные случаи. В качестве внешних нагрузок приняты [1, 4, 5]:

1. Масса платформы со всеми механизмами, электрооборудованием и пр. на ней $G_{птв.пл}$ с центром тяжести относительно от центральной цапфы – $X_{пов.пл}$.
2. Масса противовеса $G_{пр}$ с центром тяжести – $X_{пр}$.
3. Масса стрелы $G_{стр}$ с центром тяжести – $X_{стр}$.
4. Масса подвески стрелы $G_{под.стр}$ с центром тяжести – $X_{под.стр}$.
5. Масса лестничных площадок на стреле $G_{л.пл}$ с центром тяжести – $X_{л.пл}$.
6. Масса рукояти и ковша $G_{р.к}$ с центром тяжести – $X_{р.к}$.
7. Масса грунта в ковше $G_{гр}$ с центром тяжести – $X_{гр}$.
8. Масса неповоротной части экскаватора (масса ходовой тележки, нижней рамы и поворотного круга) $G_{хт}$ с центром тяжести на оси центральной цапфы.

При определении центра тяжести всего экскаватора считать положительным направление, способствующее его опрокидыванию, а отрицательным – удерживающие его от опрокидывания. Алгоритм расчета нагрузок на элементы гусеничного движителя приведен на рис. 1 [3, 4, 5].

Ниже приведены результаты расчета центра тяжести двухгусеничных машин при работе в забое поперек гусениц (см. табл. 1):

ЭКГ-3,2, ЭКГ-4, ЭКГ-4.6Б и ЭКГ-8И.

При определении центра тяжести использовались данные статических расчетов, выполненных предприятиями, выпускающими эти машины.

Так для экскаваторов ЭКГ-3.2 и ЭКГ-8И, выпускаемых Ижорским заводом, массы всех частей машин и их центры тяжести взяты из заводского расчета № Э.3.00.01-1.Р, а для экскаватора ЭКГ-4.6Б, выпускаемым Уралмашем, данные взяты из заводского расчета № Р.1033.00.01.

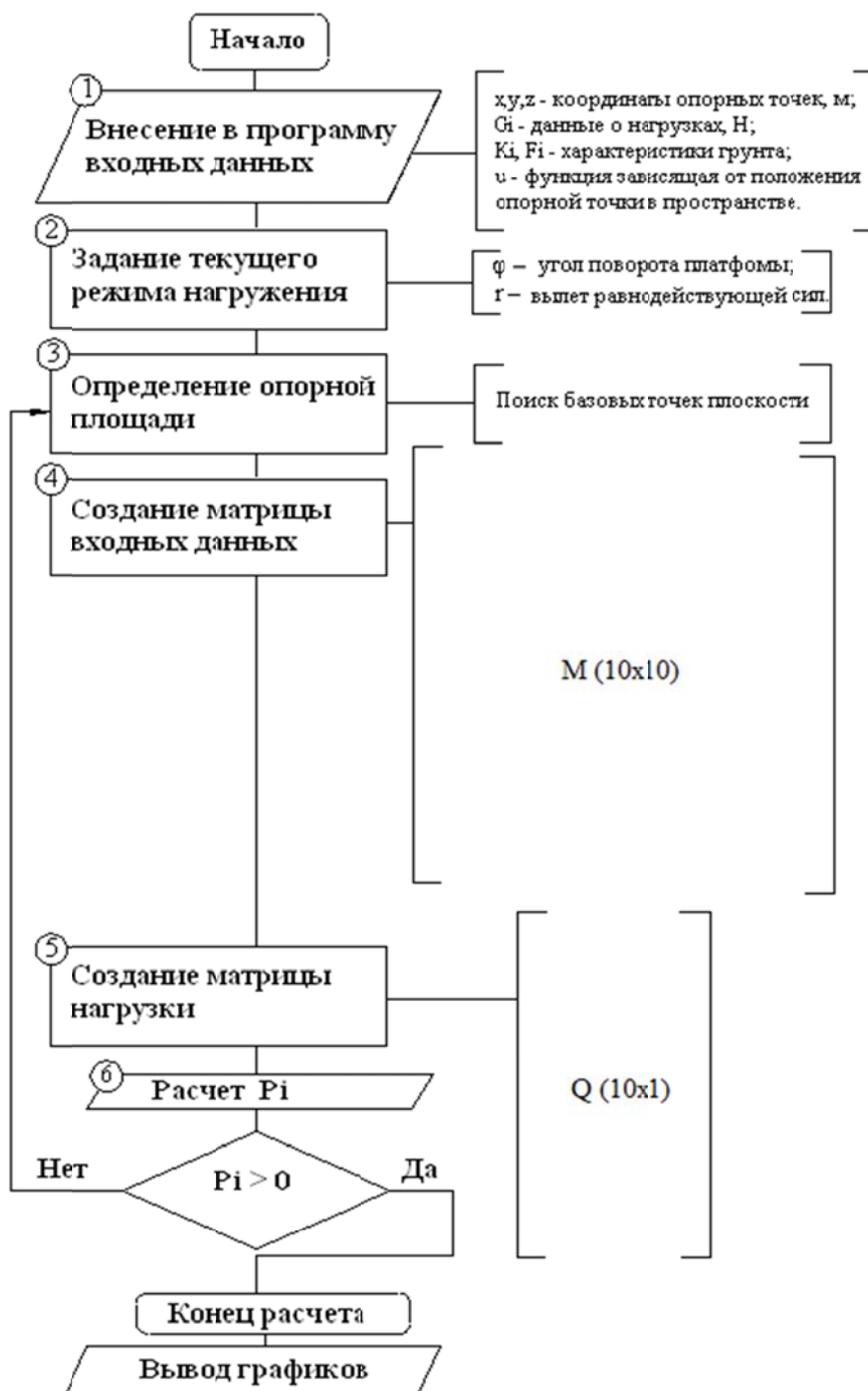


Рис. 1. Алгоритм расчета нагрузок на гусеничные звенья

Для определения элементов матрицы входных данных рассмотрим условия статического равновесия машины и условия взаимодействия катков с опорной поверхностью в составе абсолютно жесткой рамы экскаватора. Расчетные схемы приведены на рис. 2, а, б.

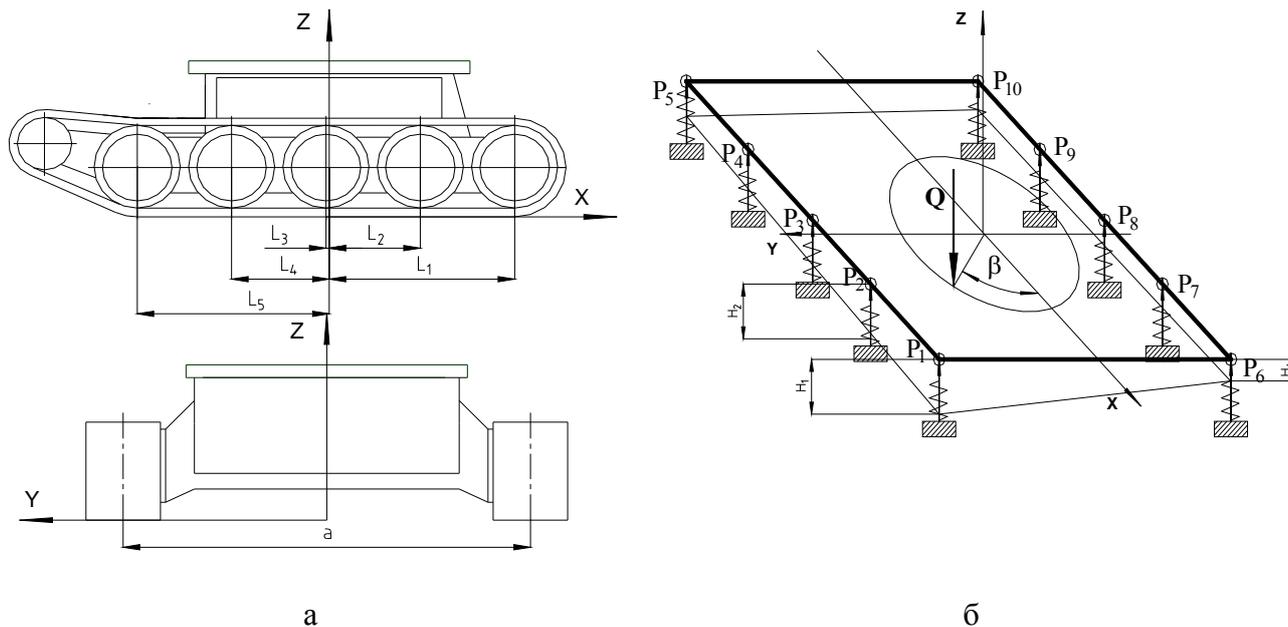


Рис. 2. Расчетная схема ходовой тележки

Для определения деформации грунта используем известные зависимости [1]:

$$h = kp,$$

где h – деформация грунта под опорой, см;

p – давления опоры на грунт, даН/см²:

$$p = \frac{P}{F},$$

где P – реакция со стороны грунта на опору;

F – площадь опорной поверхности, см²;

k – коэффициент податливости грунта, см³/даН:

$$k = \frac{1}{p_0},$$

где p_0 – коэффициент сопротивления грунта смятию, даН/см³.

Для определения реакций опор P_1, P_2, \dots, P_{2n} составим уравнения равновесия машины.

Проекция всех сил на ось Z :

$$\sum_{i=1}^{2n} P_i - Q = 0,$$

где n – количество опорных поверхностей на одной гусенице;

P_1, P_2, \dots, P_{2n} – реакции опор на опорные катки со стороны подошвы забоя, приложенные в точках контакта катков с гусеничными звеньями;

Q – величина равнодействующей всех сил.

Сумма всех моментов сил относительно оси X :

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{Xi} = 0,$$

где M_{Xi} – моменты сил и реакций относительно оси X , Н·м;

$$\frac{a}{2} \sum_{i=1}^n P_i + \left(-\frac{a}{2}\right) \sum_{i=n+1}^{2n} P_i - Q \cdot r \cdot \sin \beta = 0,$$

где a – колея машины;

r – выбег равнодействующей всех сил;

β – угол между вектором r и осью X .

Сумма всех моментов сил относительно оси Y :

$$\sum_{i=1}^{2n} M_{Yi} = 0,$$

где $M_{x1} \dots M_{yi}$ – моменты сил и реакций относительно оси X , Н·м:

$$\sum_{i=1}^{2n} (P_i \cdot L_i) - Q \cdot r \cdot \cos \beta = 0,$$

где L_i – расстояние от центра до i -й опоры.

Трёх уравнений статики недостаточно для определения оставшихся $2n-3$ неизвестных реакций. Воспользуемся допущением, что рама тележки абсолютно жёсткая, следовательно, для жёсткой системы опирания при любых перемещениях опорных точек, все они лежат в одной плоскости. Следовательно, распределение деформаций грунта (а, следовательно, и нагрузки на опорные элементы) под опорными точками можно найти, определив эту плоскость. Плоскость определим в координатах $X-Y-h$. Координата h является глубиной погружения опорной точки в грунт, а координаты X и Y определяют расположение опорных точек.

Для определения плоскости воспользуемся координатами трёх любых опорных точек, не лежащих на одной прямой. Для системы, изображённой на рисунке, координаты имеют вид: $(x_1, y_1, h_1) - (x_2, y_2, h_2) - (x_6, y_6, h_6)$.

Запишем уравнение плоскости в матричном виде:

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & y - y_1 & h - h_1 \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & h_2 - h_1 \\ x_6 - x_1 & y_6 - y_1 & h_6 - h_1 \end{vmatrix} = 0.$$

После раскрытия определителя и группировки уравнения по переменным X , Y и h получим:

$$h_1 \cdot u_1 + h_2 \cdot u_2 + h_6 \cdot u_6 + h_i \cdot u_i = 0,$$

здесь коэффициенты при уравнении:

$$u_1 = (x - x_1)(y_6 - y_2) + (y - y_1)(x_2 - x_6) - e;$$

$$u_2 = (x - x_1)(y_1 - y_6) + (y - y_1)(x_6 - x_1);$$

$$u_6 = (x - x_1)(y_2 - y_1) + (y - y_1)(x_1 - x_2);$$

$$e = (x_2 - x_1)(y_6 - y_1) - (y_2 - y_1)(x_6 - x_1).$$

Используя зависимость $h_i = \frac{k_i P_i}{F_i}$, имеем:

$$\frac{k_1 P_1}{F_1} u_1 + \frac{k_2 P_2}{F_2} u_2 + \frac{k_6 P_6}{F_6} u_6 + \frac{k_i P_i}{F_i} e = 0.$$

Подставляя координаты опорных точек (кроме тех, которые входили в базовые точки плоскости), получим $2n-3$ недостающих уравнения, что позволит составить систему линейных уравнений с $2n$ неизвестными.

Исходя из вышесказанного, матрица входных данных имеет вид:

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -L_1 & -L_2 & L_3 & L_4 & L_5 & -L_1 & -L_2 & L_3 & L_4 & L_5 \\ \frac{k_1 u_1^3}{F_1} & \frac{k_2 u_2^3}{F_2} & \frac{k_3}{F_3} e & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^3}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^4}{F_1} & \frac{k_2 u_2^4}{F_2} & 0 & \frac{k_4}{F_4} e & 0 & \frac{k_6 u_6^4}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^5}{F_1} & \frac{k_2 u_2^5}{F_2} & 0 & 0 & \frac{k_5}{F_5} e & \frac{k_6 u_6^5}{F_6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} & \frac{a}{2} \\ \frac{k_1 u_1^7}{F_1} & \frac{k_2 u_2^7}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^7}{F_6} & \frac{k_7}{F_7} e & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^8}{F_1} & \frac{k_2 u_2^8}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^8}{F_6} & 0 & \frac{k_8}{F_8} e & 0 & 0 \\ \frac{k_1 u_1^9}{F_1} & \frac{k_2 u_2^9}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^9}{F_6} & 0 & 0 & \frac{k_9}{F_9} e & 0 \\ \frac{k_1 u_1^{10}}{F_1} & \frac{k_2 u_2^{10}}{F_2} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_6 u_6^{10}}{F_6} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{10}}{F_{10}} e \end{bmatrix}.$$

Вектор нагрузок Q имеет вид:

$$Q = (P, -P \cdot r \cdot \cos(\beta), 0, 0, 0, P \cdot r \cdot \cos(\beta), 0, 0, 0, 0)^T.$$

Величина равнодействующей всех сил и центр тяжести экскаватора ЭКГ-4 взяты по ориентировочным данным.

На основании полученных данных выполнен расчет по определению нагрузок на гусеницы для вышеупомянутых экскаваторов при работе их в забое поперек гусениц.

Для определения нагрузки на один каток P_k вся нагрузка, приходящаяся на более нагруженную гусеницу $P_{гус.}$, разделена условно пополам, так как считается, что при работе экскаватора в забое поперек гусениц возможно опирание всей машины на два катка, что принимается всеми заводами. Результаты расчета сведем в табл. 1.

Таблица 1

Расчет предельных нагрузок на гусеничные звенья экскаваторов

| Тип экскаватора | Масса экскаватора, т | Величина равнодействующей внешних сил P , кН | Расстояние равнодействующей от оси вращения X_p , м | Ширина колеи гусеничного хода B , м | Нагрузка на гусеницу | | Нагрузка на один каток P_k , кН |
|-----------------|----------------------|--|---|---------------------------------------|----------------------|--------------|-----------------------------------|
| | | | | | $P'_{гус.}$ | $P''_{гус.}$ | |
| ЭКГ-3.2 | 124,5 | 1580 | 1,788 | 4,0 | 1496,3 | 83,7 | 748,15 |
| ЭКГ-4 | 180 | 2246 | 1,58 | 4,34 | 1940,7 | 305,3 | 970,35 |
| ЭКГ-5А | 162,8 | 2137,5 | 1,437 | 4,33 | 1778,1 | 359,3 | 889,1 |
| ЭКГ-8И | 336,4 | 398,4 | 1,95 | 5,58 | 3387,1 | 600,2 | 1693,5 |
| ЭВГ-35.65 | 4000 | 15640 | 6,48 | | 5430,7 | | 1557,8 |

При определении нагрузок по предельному состоянию на гусеничные звенья были использованы следующие данные: материал гусеничного звена; его геометрические размеры; момент сопротивления среднего сечения звена; плечо приложения предельной нагрузки (все данные сведены в табл. 2).

Таблица 2

Свойства и нагрузки на звенья различных экскаваторов

| Тип экскаватора | Момент сопротивления ср. сечения звена $W_x, \text{см}^3$ | Плечо приложения предельной нагрузки $l, \text{м}$ | Материал звена | Предельная нагрузка на звене в среднем сечении при различном пределе текучести материала $P_{np} = \frac{4 \times \sigma \times W}{l}, \text{кН}$ | | | Коэф. запаса прочн. материала звена $n = \frac{P_{np}}{P_o}$ |
|-----------------|---|--|----------------|--|---------------------------|---------------------------|---|
| | | | | $G_s^* = 210 \text{ МПа}$ | $G_s^* = 280 \text{ МПа}$ | $G_s^* = 400 \text{ МПа}$ | |
| ЭКГ-3.2 | 474 | 70 | Г13Л | 57 | 76 | 109 | 1,47 |
| ЭКГ-4 | 471 | 70 | Г13Л | 57 | 79 | 108 | К1,11 |
| ЭКГ-5А | 471 | 70 | Г13Л | 64 | 64 | 110 | 1,24 |
| ЭКГ-8И | 1297 | 108 | Г13Л | 101 | 135 | 193 | 1,14 |
| ЭВГ-35.65 | 2150 | 120 | Г13Л | 151 | 201 | 287 | 1,84 |

Гусеничное звено рассчитывалось как балка на двух опорах, нагруженная предельным усилием. Звено опирается на грунт в двух точках. Расчетная схема гусеничного звена в общем случае имеет вид, представленный на рис. 3.

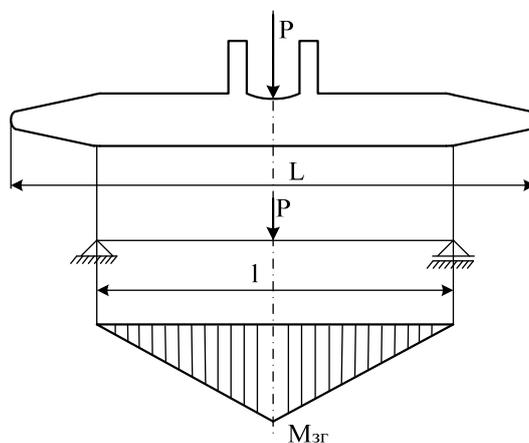


Рис. 3. Расчетная схема гусеничного звена

Напряжения изгиба, возникающие в среднем сечении звена под действием предельной нагрузки, определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W},$$

где M – изгибающий момент в среднем сечении звена под действием предельной нагрузки $P_{пред.}$;

$$M = \frac{P_{np} \times l}{4}, \text{кН}\cdot\text{м};$$

l – расчетная дина гусеничного звена, м;

W – момент сопротивления среднего сечения гусеничного звена, $W = \frac{I_{x0}}{Y_c}$, см³;

I_{x0} – момент инерции тяжести среднего сечения звена по отношению к оси X , проходящей через центр тяжести сечения;

Y_c – координата центра тяжести среднего сечения звена по отношению к оси Y .

Подставляем полученные значения изгибающего момента в среднем сечении звена в приведенную формулу:

$$\sigma = \frac{P_{np} \times l}{4W}, \text{ МПа.}$$

Усилия на один каток даны в зависимости от нагрузки, приходящейся на одну гусеничную ленту.

Нагрузка на одну ленту восьмигусеничных машин определялась путем деления максимальной нагрузки, приходящейся на один опорный домкрат, пополам.

Из таблицы видно, что на некоторых экскаваторах звенья выполнены со значительным запасом прочности (звенья экскаваторов ЭКГ-4.6Б и ЭВГ-33.65).

Наиболее приемлемыми с точки зрения прочностных свойств следует считать звенья экскаватора ЭКГ-3.2, ЭКГ-8И.

При балансированной подвеске катков на экскаваторе ЭВГ-35.65, несмотря на его большой собственный вес, расчетная нагрузка на одно звено значительно ниже, чем у экскаваторов с жесткой подвеской катков.

Следовательно, при проектировании новых машин с точки зрения нагружения катков и траков следует отдавать предпочтение балансирной подвеске.

ВЫВОДЫ

Проведены вычислительные эксперименты нагружения опорных элементов гусеничных экскаваторов. На основании полученных данных произведен сравнительный анализ предельных нагрузок для гусеничных звеньев различных экскаваторов. Кроме этого, предельные нагрузки сопоставлены с расчетными.

На основе анализа справочных данных составлена математическая модель процесса взаимодействия опорных элементов гусеничного механизма передвижения землеройных машин с грунтом, который деформируется с учетом коэффициента податливости грунта, площади опирания каждой опоры и параметров гусеничной машины.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность – машина / М. Г. Беккер ; пер. с англ. под ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1973. – 520 с.
2. Домбровский Н. Г. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин / Н. Г. Домбровский, И. М. Гомозов, В. М. Гиллис. – К. : Техніка, 1970. – 192 с.
3. Койнаш В. А. Повышение ресурса гусеничного ходового оборудования карьерных экскаваторов / В. А. Койнаш, В. Г. Крупко, А. В. Веснин // Вісник Криворізького технічного університету. – 2011. – № 27. – С. 181–184.
4. Крупко В. Г. Методика теоретических исследований нагрузок на опорно-ходовые элементы двухгусеничных машин / В. Г. Крупко, В. А. Койнаш // Сборник научных трудов Национальной горной академии Украины. – 2002. – № 13. Т. 3. – С. 62–65.
5. Крупко В. Г. Оценка нагрузок на опорные элементы механизмов передвижения землеройно-транспортных машин / В. Г. Крупко, В. А. Койнаш // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2004. – № 27. – С. 42–44.