DOI *10.18454/PMI.2016.5.717*

УДК 622.619

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ НАГРЕБАЮЩЕЙ ЛАПЫ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ ТИПА ПНБ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЕЕ МАССЫ

И.П.ТИМОФЕЕВ, А.Ю.КУЗЬКИН
Санкт-Петербургский горный университет, Россия

Сформулированы требования к траектории движения передней кромки лапы погрузочной машины типа ПНБ для обеспечения максимальной площади захвата насыпного груза при условии вписываемости траектории в размеры приемной плиты. Проанализированы кинематические схемы механизма нагребающих лап. Предложены рациональные параметры механизма, обеспечивающие увеличение объема единичного захвата насыпного груза в 1,5 раза и, как следствие, повышение теоретической производительности машины на 30 %.

Представлена методика определения площади, заключенной в сложной траектории движения передней кромки лапы. Разработана математическая модель движения нагребающей лапы с криволинейной хвостовой частью с использованием методов векторной алгебры, центральных разностей второго порядка и триангуляции. Геометрические параметры механизма рабочего органа погрузочной машины описываются линейным уравнением, определяющим функциональную зависимость координат положения передней кромки лапы от угла поворота ведущего звена и параметров кинематической схемы.

Исследовано влияние общей массы нагребающей лапы на коэффициент неравномерности хода механизма. Установлено, что перераспределение масс рабочей и хвостовой частей лапы в пределах заданной общей массы снижает коэффициент неравномерности хода.

***Ключевые слова*:** погрузочная машина, механизм, нагребающая лапа, параметр, производительность, траектория, коэффициент, масса.

***Как цитировать эту статью*:** Тимофеев И.П. Неравномерность движения нагребающей лапы погрузочной машины типа ПНБ в зависимости от ее массы / И.П.Тимофеев, А.Ю.Кузькин // Записки Горного института. 2016. Т.221. С.717-723. DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

Введение. Повышение эффективности добычи полезных ископаемых подземным способом непосредственно связано с разработкой и созданием новой высокопроизводительной техники, в частности погрузочных и буропогрузочных машин, ускоряющих проведение выработок для подготовки фронта очистных работ.

В настоящее время, несмотря на значительное увеличение доли комбайновой проходки, обусловленной внедрением мощных проходческих комбайнов избирательного действия, широкое применение находят погрузочные машины с нагребающими лапами типа ПНБ [10, 11].

При буровзрывном способе погрузка горной массы осуществляется, в основном, погрузочными машинами непрерывного действия с нагребающими лапами. Их применение возможно для пород любой крепости по шкале Протодьяконова. Погрузочные машины с нагребающими лапами успешно используются при проходке тоннелей, на очистных работах и в складском хозяйстве.

Механизмы рабочих органов и конструкции нагребающих лап постоянно модернизируются, появляются новые технические решения [1, 6, 7, 13], о чем свидетельствует огромное количество патентов и авторских свидетельств. Однако нет метода сравнительной оценки эффективности того или иного рабочего органа погрузочной машины, конструкции нагребающей лапы, не разработаны методики, позволяющие выполнять сравнительный анализ кинематических схем механизмов нагребающих лап с целью выбора наиболее рациональной схемы.

Методы исследования. В современных горных погрузочных машинах непрерывного действия типа ПНБ механизмы нагребающих лап выполнены по следующим кинематическим схемам:

- кривошипно-балансирная (рис.1, *а*);
- кривошипно-кулисная с прямолинейной кулисой (рис.1, *б*);
- кривошипно-кулисная с криволинейной кулисой (рис.1, *в*).

В схемах на рис.1 приняты следующие условные обозначения: r – радиус кривошипа; R – длина балансира; d_1, d_2 –координаты центра вращения балансира относительно центра вращения кривошипа; β – угол отклонения рабочей части лапы от линии шатуна; O_1 – центр вращения кривошипа; O_3 – центр вращения балансира.

Нагребающие лапы погрузочных машин имеют различную конструктивную форму – прямолинейную с отклонением рабочей части относительно хвостовой на угол β (рис.1, *а*), двухсекционную с прямолинейными рабочей и хвостовой частями (рис.1, *б*) и с прямолинейной рабочей и криволинейной хвостовой частями (рис.1, *в*).

В качестве рациональных критериев оценки кинематических схем приняты форма траектории, описываемая передней кромкой лапы (точка C) в габаритах приемной плиты и площадь, заключенная внутри траектории.

DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

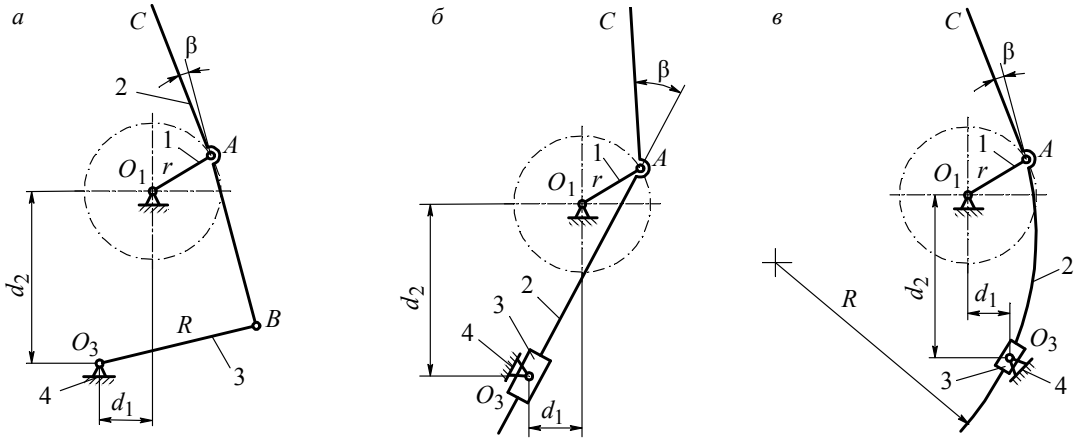


Рис.1. Кинематические схемы механизмов нагребающих лап
1 – кривошип; 2 – шатун (*а*) или кулиса (*б*, *в*) ; 3 – балансир (*а*) или ползун (*б*, *в*); 4 – стойка

Траектория, описываемая передней кромкой лапы, для достижения наибольшей производительности машины и меньшего сопротивления внедрению лапы в насыпной груз должна удовлетворять следующим требованиям [2, 14, 17]:

• вписываться в габариты приемной плиты погрузочной машины;

• на участке внедрения лапа должна двигаться перпендикулярно передней кромке приемной плиты и отклоняться от перпендикулярности на минимальный угол ±10° для снижения усилия внедрения;

• траектория не должна выходить за пределы бокового габарита приемной плиты с целью предотвращения возможного заклинивания лапы;

• на участке нагребания траектория должна выходить за переднюю кромку плиты на 20-50 мм для предварительного рыхления передней кромкой лапы основания штабеля насыпного груза;

• на участке транспортирования траектория должна пересекать осевую линию приемной плиты для увеличения площади, заключенной внутри траектории, и для уменьшения «мертвых» зон, не охваченных траекторией, и не должна заходить в зону приемного окна конвейера;

• на участке холостого хода траектория не должна пересекать траекторию движения конца кривошипа (точка *A* на рис.1);

• площадь, заключенная в траектории движения передней кромки лапы, должна быть максимальной с учетом перечисленных требований.

Для совершенствования рабочих органов погрузочных машин типа ПНБ и конструктивного исполнения нагребающих лап проведена оптимизация параметров кинематических схем на основе синтеза механизмов. Предложена новая форма нагребающей лапы (рис.1, *в*) [13] и рациональная траектория движения передней кромки лапы для повышения эффективности работы машины.

Для определения траекторий движения точек звеньев использованы методы векторной алгебры [3]. Исследование поворотов звеньев произведено при помощи матриц поворотов [9], определяющих координаты характерных точек. Для исследования кинематики механизмов нагребающих лап использованы аналитические и вычислительные методы. Так, существует матрица, называемая матрицей поворота, умножение которой на координаты вектора позволяет получить координаты вектора, повернутого на некоторый угол. В вычислениях был принят набор углов поворота от 0 до 360° с шагом 1°.

Координаты характерных точек звеньев механизма получены для моментов времени $t = \varphi/\omega$. Задача численного дифференцирования сводилась к определению значений функций $y(x)$: $y_1, y_2,..., y_N$ в некоторых точках $x_1, x_2,..., x_N$. В качестве функций выступают координаты точек звеньев, $x_1, x_2,..., x_N$ – моменты времени.

По методу центральных разностей второго порядка производная в точке x_k вычисляется по формуле

$$y'(x_k) = \frac{y_{k-1} - 4y_k + 3y_{k+1}}{x_{k+1} - x_{k-1}}.$$

Из полученных значений координат точки *C* дифференцированием определены проекции ее линейной скорости и ускорения на оси *x* и *y* и далее получены их модули и направления векторов [5].

Для определения площади фигуры, описываемой точкой *C*, вычислялась площадь приближающего ее многоугольника, полученного при определении координат точки. Для этого полученный невыпуклый многоугольник триангулировался ушным методом.

DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

В математике известно утверждение [4], что у любого многоугольника существует, по крайней мере, два «уха». Если взять N-угольник и отрезать от него это «ухо», то образуется (N-1)-угольник. Эту процедуру можно повторять, пока весь многоугольник не окажется нарезанным на треугольники. Когда он нарезан на треугольники, можно вычислить площадь каждого и, суммировав, получить приближение к площади фигуры, описываемой точкой C.

Если точки $A_1(x_1; y_1)$, $A_2(x_2; y_2)$, $A_3(x_3; y_3)$ – это вершины треугольника, то его площадь выражается формулой

$$S = \frac{1}{2}\begin{vmatrix} x_1 - x_3 & y_1 - y_3 \\ x_2 - x_3 & y_2 - y_3 \end{vmatrix}.$$

Реализованное в рамках вычисления программное обеспечение позволило определить параметры механизмов, задавая чистые функции [16], связывающие угол поворота ведущего звена O_1A и координаты характерных точек звеньев механизма. Все необходимые вычисления проводятся автоматически для любой модификации механизма.

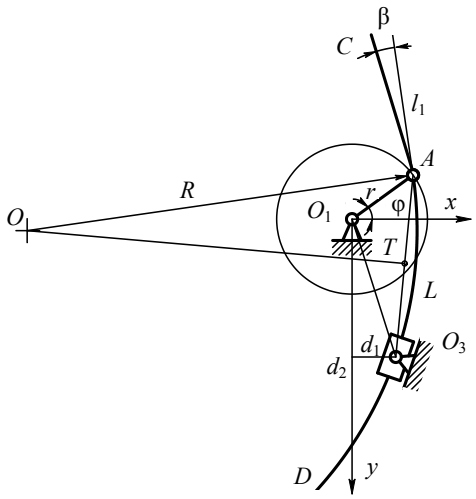


Рис.2. Схема нагребающей лапы к математической модели кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой

На рис.2 представлена схема механизма с условными обозначениями, принятыми в математической модели: r – длина кривошипа O_1A; R – радиус кривизны хвостовой части лапы AD; l_1 – длина рабочей части лапы AC; β – острый угол между продолжением касательной к дуге AD в точке A и AC; L – длина дуги AD.

Прямоугольную систему координат выбирали так, чтобы точка O_1 в ней совпадала с началом координат – осью вращения кривошипа, а точка O_3 имела координаты $[d_1; d_2]$.

Дальнейшее исследование движения механизма осуществляется в предположении равномерного вращения кривошипа O_1A с постоянной угловой скоростью ω.

Угол поворота O_1A в момент времени t равен $\varphi = \omega t$. Координаты точки O_1 – $[d_1; d_2]$.

Так как длина вектора $\boldsymbol{O_1A}$ равна r, его координаты, а значит и координаты точки A, определяются выражением

$$[\boldsymbol{O_1A}] = [A] = \begin{bmatrix} r\cos\omega t \\ r\sin\omega t \end{bmatrix}.$$

Так как точка O_3 имеет координаты $[d_1; d_2]$, координаты вектора $\boldsymbol{O_3A}$ находятся по формуле

$$[\boldsymbol{O_3A}] = [\boldsymbol{O_3O_1}] + [\boldsymbol{O_1A}] = [\boldsymbol{O_1A}] - [\boldsymbol{O_1O_3}] = [A] - [O_3] = \begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ r\sin\omega t - d_2 \end{bmatrix}.$$

Модуль этого вектора равен

$$|\boldsymbol{O_3A}| = \sqrt{\boldsymbol{O_3A}\boldsymbol{O_3A}} = \sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2\sin\omega t + d_1\cos\omega t)}\,.$$

Точка D лежит на окружности радиусом R, проходящей через точки O_3 и A. Для отыскания координат точки D сначала необходимо найти центр окружности. Обозначим его O. Для нахождения этой окружности учтем, что точка O равноудалена от точек O_3 и A: $|\boldsymbol{O_3A}| = |\boldsymbol{AO}|$. Из этого следует, что точка O лежит на срединном перпендикуляре к отрезку O_3A. Середину этого отрезка обозначим T: $\boldsymbol{O_3T} = \boldsymbol{TA} = 0{,}5\boldsymbol{O_3A}$. Тогда, исходя из того, что точка O лежит на серединном перпендикуляре к отрезку O_3A, выполняется условие $\boldsymbol{OT} \perp \boldsymbol{O_3A}$.

Орт вектора O_3A имеет координаты:

$$\boldsymbol{e}_{O_3A} = \frac{1}{|\boldsymbol{O_3A}|} = |\boldsymbol{O_3A}| = \frac{1}{\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2\sin\omega t + d_1\cos\omega t)}} \times \begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ r\sin\omega t - d_2 \end{bmatrix}.$$

Отсюда можно найти единичную нормаль к нему:

DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

$$\boldsymbol{n}_{\mathrm{O_3A}} = \frac{1}{\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2 \sin\omega t + d_1 \cos\omega t)}} \times \begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ -r\sin\omega t - d_2 \end{bmatrix}.$$

Найдем координату точки T: $\boldsymbol{O_3T} = 0{,}5\boldsymbol{O_3A}$, отсюда

$$[T] = [O_3] + 0{,}5[\boldsymbol{O_3A}] = \begin{bmatrix} d_1 \\ -d_2 \end{bmatrix} + 0{,}5\begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ r\sin\omega t - d_2 \end{bmatrix} = 0{,}5\begin{bmatrix} r\cos\omega t + d_1 \\ r\sin\omega t + d_2 \end{bmatrix}.$$

Точка O находится от точки A на расстоянии R. Треугольник OAT прямоугольный. Гипотенуза AO имеет длину R, таким образом $\boldsymbol{AO} = R$.

Катет AT имеет длину, равную половине длины AO_3 (так как точка T – середина отрезка AO_3):

$$|\boldsymbol{AT}| = \frac{1}{2}|\boldsymbol{AO_3}| = \frac{1}{2}\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2 \sin\omega t + d_1 \cos\omega t)}.$$

Тогда катет TO имеет длину:

$$|\boldsymbol{TO}| = \sqrt{\boldsymbol{AO}^2 - \boldsymbol{AT}^2} = \frac{1}{2}\sqrt{4R^2 - \left[r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2 \sin\omega t + d_1 \cos\omega t)\right]}.$$

Так как $\boldsymbol{TO}$ ортогонален вектору $\boldsymbol{AO_3}$, он коллинеарен вектору нормали $\boldsymbol{n}_{O_3A}$. Значит $\boldsymbol{TO}$ – один из двух векторов $\boldsymbol{TO} = \pm\boldsymbol{TO}n_{O_3A}$.

Координаты точки O могут быть найдены из равенства:

$$[O] = [T] + [\boldsymbol{TO}] = \frac{1}{2}\begin{bmatrix} r\cos\omega t + d_1 \\ r\sin\omega t - d_2 \end{bmatrix} \pm \frac{\sqrt{4R^2 - \left[r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2 \sin\omega t + d_1 \cos\omega t)\right]}}{2\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 - 2r(d_2 \sin\omega t + d_1 \cos\omega t)}} \times \begin{bmatrix} r\sin\omega t - d_2 \\ -r\cos\omega t + d_1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Выбор знака здесь может быть произведен из начальных условий. Во всех расчетах знак оказывался положительным. В этом случае координаты точки O имеют вид равенства (1).

Найдем касательную в точке A к окружности радиусом R с центром в точке O. Так как касательная к окружности ортогональна радиусу в точке касания, то касательная в точке A ортогональна радиусу $\boldsymbol{OA}$. Вычислим вектор $[\boldsymbol{OA}] = [A] - [O]$ по формуле (1).

Так как длина вектора $\boldsymbol{OA}$ равна R, его орт можно найти по формуле

$$\boldsymbol{e}_{\mathrm{OA}} = \frac{1}{2R}\begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ r\sin\omega t + d_2 \end{bmatrix} - \frac{\sqrt{4R^2 - \left[r^2 + d_1^2 + d_2^2 + 2r(d_2 \sin\omega t - d_1 \cos\omega t)\right]}}{2R\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 + 2r(d_2 \sin\omega t - d_1 \cos\omega t)}} \times \begin{bmatrix} r\cos\omega t + d_1 \\ -r\sin\omega t + d_2 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Нормаль к этому вектору (а значит и орт касательной к окружности) находим по формуле (2).

Орт вектора $\boldsymbol{AC}$ повернут относительно найденной касательной на угол β, а значит имеет координаты $[\boldsymbol{e}_{AC}] = L(\beta)[\tau]$, определяемые по выражению (2).

Так как сам вектор $\boldsymbol{AC}$ имеет длину l_1, его координаты имеют вид выражения (2).

Следовательно, координаты точки C можно найти по формуле

$$[C] = [A] + [\boldsymbol{AC}] = \begin{bmatrix} r\cos\omega t \\ r\sin\omega t \end{bmatrix} + \frac{l_1}{2R}\begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{bmatrix} \times$$

$$\times \left(\begin{bmatrix} r\sin\omega t + d_2 \\ -r\cos\omega t + d_1 \end{bmatrix} - \frac{\sqrt{4R^2 - \left[r^2 + d_1^2 + d_2^2 + 2r(d_2 \sin\omega t - d_1 \cos\omega t)\right]}}{2R\sqrt{r^2 + d_1^2 + d_2^2 + 2r(d_2 \sin\omega t - d_1 \cos\omega t)}} \times \begin{bmatrix} r\cos\omega t - d_1 \\ r\sin\omega t + d_2 \end{bmatrix} \right). \quad (3)$$

Скорость и ускорение точки C находятся дифференцированием выражения (3) по времени.

Анализ результатов исследования. Обобщенный анализ взаимного влияния основных параметров рассматриваемых кинематических схем рабочих органов погрузочных машин типа ПНБ [6, 12, 15] на площадь внутри траектории, описываемой передней кромкой лапы, и ее расположение на приемной плите позволил принять рациональное сочетание параметров механизмов, обеспечи-

DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

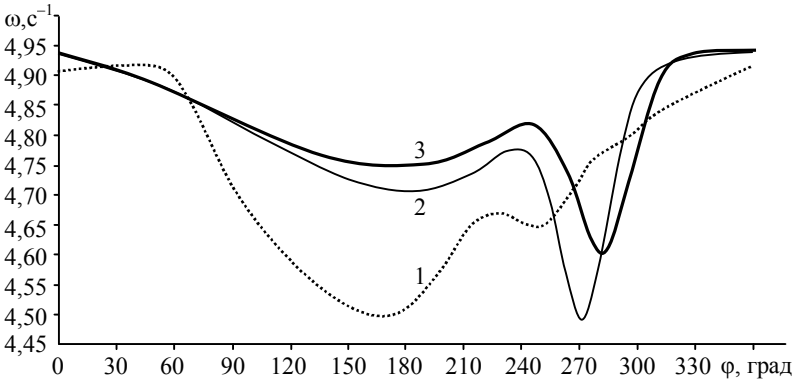


Рис.3. Графики зависимости $\omega = f(\varphi)$
1– модернизированный кривошипно-балансирный механизм; 2 – кривошипно-кулисный механизм с прямолинейной кулисой; 3 – кривошипно-кулисный механизм с криволинейной кулисой

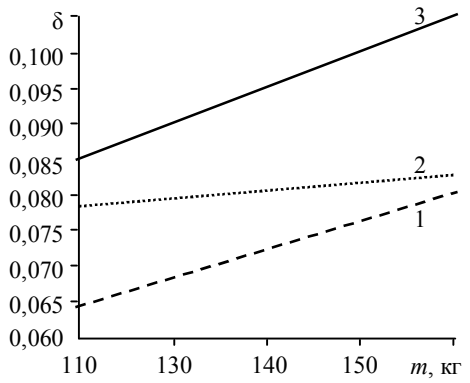


Рис.4. Графики зависимости $\delta = f(m)$
1 – кривошипно-кулисный механизм с криволинейной кулисой; 2 – модернизированный кривошипно-балансирный механизм; 3 – кривошипно-кулисный механизм с прямолинейной кулисой

вающих увеличение площади внутри траектории в 1,5 раза и, как следствие, повышение теоретической производительности на 30 %. Геометрические параметры кинематических схем механизмов нагребающих лап погрузочных машин:

Тип механизма	r, мм	d_1, мм	d_2, мм	β, град	R, мм	Площадь, м^2
Модернизированный кривошипно-балансирный	250	–180	430	5	–	0,504
Кривошипно-кулисный с прямолинейной кулисой	250	–15	380	30	–	0,470
Кривошипно-кулисный с криволинейной кулисой	250	90	400	5	1100	0,461

Увеличение объема единичного захвата насыпного груза приводит к повышению технологической нагрузки (рабочего сопротивления) на исполнительный орган погрузочной машины. Технологическая нагрузка, формируемая в разные фазы движения лапы по траектории в процессе взаимодействия с насыпным грузом, не является постоянной [8].

Оценка динамики ведущего звена для исследуемых схем получена расчетом коэффициента неравномерности его хода. На рис.3 представлены графики зависимости угловой скорости ведущего звена (кривошипа) ω в функции угла поворота кривошипа φ, полученные на основании результатов компьютерного моделирования, при условии сохранения общей массы лапы m = 130 кг, соответствующей массе лапы погрузочной машины параметрического ряда, и при соотношении масс рабочей и хвостовой частей лапы, равной 1,0.

Минимальные и максимальные значения угловых скоростей составили: для модернизированного кривошипно-балансирного механизма – 4,50 и 4,91 с$^{-1}$; для кривошипно-кулисного механизма с прямолинейной кулисой – 4,48 и 4,93 с$^{-1}$; для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой – 4,61 и 4,94 с$^{-1}$.

Расчетные значения коэффициентов неравномерности хода ведущего звена: для модернизированного кривошипно-балансирного механизма $\delta = 0{,}085$; для кривошипно-кулисного механизма с прямолинейной кулисой $\delta = 0{,}0904$ и для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой $\delta = 0{,}0675$. Коэффициент неравномерности вычислялся по формуле

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}},$$

где ω_{max} и ω_{min} – максимальная и минимальная угловая скорость за цикл движения механизма, с$^{-1}$; $\omega_{ср}$ – средняя угловая скорость за цикл движения механизма, с$^{-1}$.

Следует отметить, что для кривошипно-кулисной схемы с криволинейной кулисой коэффициент неравномерности движения в 1,4 раза меньше в сравнении с кривошипно-кулисной с прямолинейной кулисой и в 1,3 раза – в сравнении с кривошипно-балансирной.

Для погрузочных машин различного типоразмера массы лап m = 120-160 кг. Результаты исследования влияния общей массы лапы m на коэффициент неравномерности движения механизма δ для рассматриваемых кинематических схем представлены на рис.4.

DOI 10.18454/PMI.2016.5.717

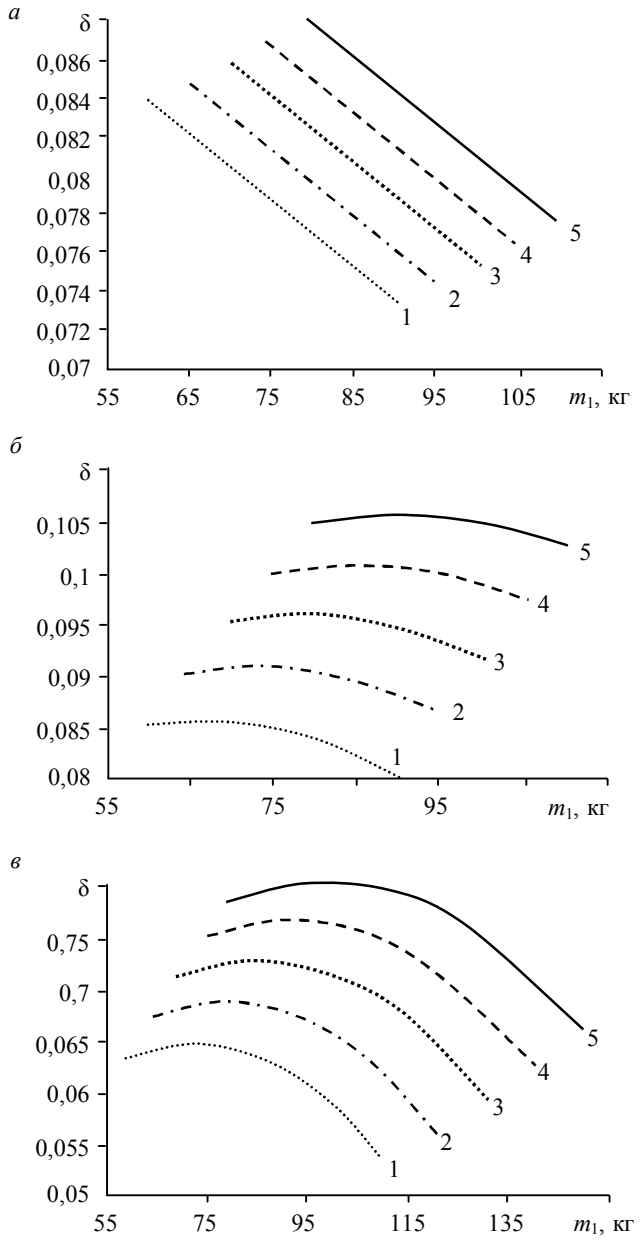


Рис.5. Графики зависимости $\delta = f(m_1)$ для кривошипно-балансирного механизма (*а*); кривошипно-кулисного механизма с прямолинейной кулисой (*б*); кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой (*в*)
1 – m = 120 кг; 2 – 130; 3– 140; 4 – 150; 5 – 160

Установлена линейная зависимость $\delta = f(m)$ для всех исследуемых схем. При этом для кривошипно-балансирной схемы изменение неравномерности хода δ при увеличении массы лапы m незначительно и составляет для 120 кг – 0,0726 и для 160 кг – 0,0826; для кривошипно-кулисной схемы с прямолинейной кулисой для 120 кг – 0,0851 и для 160 кг – 0,1054; для кривошипно-кулисной схемы с криволинейной кулисой для 120 кг – 0,0645 и для 160 кг – 0,0804.

Установлено снижение коэффициента неравномерности хода δ при смещении центра масс нагребающей лапы в сторону ее хвостовой части. С увеличением массы хвостовой части лапы m_1 коэффициент неравномерности хода механизма снижается для всех принятых значений масс m.

На рис.5, *а* представлены графики зависимости коэффициента неравномерности хода δ от массы хвостовой части лапы m_1 для кривошипно-балансирного механизма.

Результаты исследования показали, что увеличение в 1,5 раза массы хвостовой части лапы m_1 по отношению к массе рабочей части m_0 снижает коэффициент неравномерности хода на 15 % для всех значений масс лапы.

На рис.5, *б*, *в* представлены графики зависимости коэффициента неравномерности хода δ от массы хвостовой части лапы m_1 для кривошипно-кулисного механизма с прямолинейной кулисой и с криволинейной кулисой. Для исследуемых механизмов установлена параболическая зависимость изменения коэффициента неравномерности хода δ от массы хвостовой части лапы m_1. Увеличение массы хвостовой части лапы m_1 ведет к снижению коэффициента неравномерности хода кривошипа.

Анализ графиков на рис.5 показал, что с увеличением массы хвостовой части лапы m_1 коэффициент неравномерности хода механизма δ снижается для всех принятых значений масс лапы m для исследуемых механизмов.

Выводы

1. На основании анализа кинематической схемы механизма рабочего органа погрузочной машины типа ПНБ установлено, что параметры кривошипно-балансирного механизма нагребающей лапы не позволяют получить траектории, полностью отвечающие целевым функциям и поставленным ограничениям.

2. Математическая модель механизма рабочего органа погрузочной машины с нагребающими лапами описывается линейным уравнением, определяющим функциональную зависимость координат положения передней кромки лапы от угла поворота ведущего звена и геометрических параметров кинематической схемы.

3. Коэффициенты неравномерности движения механизма для массы лапы, соответствующей массе базовой модели погрузочной машины типа ПНБ (m = 130 кг) равны: для кривошипно-балансирной схемы 0,085; для кривошипно-кулисной с прямолинейной кулисой 0,0904; для кривошипно-кулисной с криволинейной кулисой 0,0675.

DOI *10.18454/PMI.2016.5.717*

4. Установлена линейная зависимость коэффициента неравномерности хода δ от массы лапы *m*. При увеличении массы *m* от 120 до 160 кг коэффициент неравномерности изменяется от 0,0726 до 0,0826 для кривошипно-балансирного механизма; от 0,0851 до 0,1054 для кривошипно-кулисного с прямолинейной кулисой и от 0,0645 до 0,0804 для кривошипно-кулисного с криволинейной кулисой.

5. Для исследуемых механизмов установлена параболическая зависимость коэффициента неравномерности хода механизма от массы хвостовой части лапы. Увеличение массы хвостовой части лапы ведет к снижению коэффициента неравномерности движения.

6. Установлено снижение коэффициента неравномерности хода для кривошипно-кулисного механизма с криволинейной кулисой в 1,4 раза в сравнении с кривошипно-кулисным с прямолинейной кулисой и в 1,3 раза в сравнении с кривошипно-балансирным.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Афонина Н.Б.* К разработке методики исследования погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребающими звездами // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 2. С.25-30.

2. *Васильева М.А.* Повышение производительности погрузочной машины совершенствованием механизма нагребающих лап: Автореф. дис…канд. техн. наук / Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». СПб, 2012. 21 с.

3. *Вержбицкий В.М.* Основы численных методов: М.: Высшая школа, 2002. 840 с.

4. *Волков Е.А.* Численные методы. М.: Наука, 1987. 248 с.

5. *Евграфов А.Н.* Расчет и проектирование механизмов и машин с помощью ЭВМ / СПбГТУ. СПб, 1992. 80 с.

6. К вопросу систематизации конструкции и кинематических схем погрузочных органов непрерывного действия / А.В.Отроков, Г.Ш.Хазанович, И.Е.Колесниченко, В.Г.Хазанович // Современные проблемы науки и образования. 2014 № 4. URL: www.science-education.ru/118-13857.

7. *Кравченко П.Д.* Влияние неравномерности перемещения нагребающих лап на производительность и энергоемкость погрузки / П.Д.Кравченко, И.Ф.Рюмин // Труды Новочеркасского политехнического ин-та. 1970. Т.218. С.119-125.

8. *Крисаченко Е.А.* Исследование процесса взаимодействия рабочего органа погрузочных машин с парными нагребающими лапами со штабелем насыпного крупнокускового материала: Автореф…канд. техн. наук / ЮРГПУ. Новочеркасск. 1971. 21 с.

9. *Лойцянский Л.Г.* Курс теоретической механики / Л.Г.Лойцянский, А.И.Лурье. В 2-х т. Т.2. М.: Наука, 1983. 640 с.

10. *Малевич Н.А.* Горнопроходческие машины и комплексы. М.: Недра, 1980. 384 с.

11. Машины и оборудование для проведения горизонтальных и наклонных горных выработок / Под общей ред. Б.Ф.Братченко. М.: Недра, 1975. 416 с.

12. Обоснование рациональных параметров механизма нагребающих лап шахтной погрузочной машины / Н.А.Белоус, А.Ю.Кузькин, Г.В.Соколова, И.П.Тимофеев // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 4. URL: www.science-education.ru/118-13901.

13. Патент № 2560013 РФ. Погрузочная машина / И.П.Тимофеев, Г.В.Соколова, Н.А.Белоус, А.Ю.Кузькин, Г.А.Колтон. Опубл.20.08.15. Бюл. № 23.

14. *Тимофеев И.П.* Влияние геометрических параметров механизма нагребающих лап шахтной погрузочной машины на ее производительность / И.П.Тимофеев, М.А.Васильева, А.Ю.Кузькин // Материалы Международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Опыт прошлого – взгляд в будущее»; ТулГУ. Тула, 2011. С.56-58.

15. *Тимофеев И.П.* Оптимизация параметров механизма нагребающей лапы погрузочной машины типа ПНБ / И.П.Тимофеев, Н.А.Белоус, А.Ю.Кузькин // Записки Горного института. 2014. Т.209. С.13-17.

16. *Филд А.* Функциональное программирование / А.Филд, П.Харрисон. М.: Мир, 1993. 637 с.

17. *Хазанович Г.Ш.* Теоретические исследования формирования нагрузок в клиновом тягово-транспортирующем органе проходческого перегружателя / Г.Ш.Хазанович, Р.В.Каргин, А.С.Носенко // Научно-технические и социально-экономические проблемы Российского Донбасса: Материалы 49-й научно-производственной региональной конференции; СКНЦ ВШ. Ростов-на-Дону. 2000. С.109-114.

***Авторы*: И.П.Тимофеев,** *д-р техн. наук*, *профессор*, *partim@mail.ru* (*Санкт-Петербургский горный университет*, *Россия*), **А.Ю.Кузькин,** *канд. техн. наук*, *доцент*, *kuskinay@bk.ru* (*Санкт-Петербургский горный университет*, *Россия*).

Статья принята к публикации 28.04.2016.