

КРИТЕРИИ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА РЕШЕТНЫХ СТАНОВ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Вячеслав Ловейкин, Василий Кулик, Оксана Кулик

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

Vyacheslav Loveykin, Vasiliy Kulik, Oksana Kulik

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Heroiv Oborony Str., 15, Kiev, Ukraine

Аннотация. Приведены исследования динамической неуравновешенности приводных механизмов решетных станов зерноочистительных машин в зависимости от угла смещения эксцентров приводного механизма решетных станов.

Ключевые слова: приводной механизм, приводной вал, сила инерции, решетные станы, динамическая неуравновешенность, эксцентрик.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Зерноочистительные машины с решетными станами работают в интенсивном динамическом режиме. Это связано с тем, что решетные станы осуществляют колебательные возвратно-поступательные движения со значительной частотой (до 500 об/мин) [1, 2]. При таком режиме работы решетных станом имеет место значительная неравномерность движения звеньев приводного механизма и, как следствие, возникновение значительных динамических нагрузок в отдельных звеньях и рамной конструкции всей машины [3]. В существующих конструкциях зерноочистительных машин решетные станы приводятся в движение от единого приводного эксцентрового механизма, эксцентрики которых смещены один относительно другого на угол π [4]. Кроме того, предложено конструкции приводных механизмов решетных станом зерноочистительных машин с углом смещения эксцентров $\pi/2$ [5].

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предыдущими исследованиями в машинах подобного типа установлено, что величина угла смещения эксцентров имеет

значительное влияние на неравномерность движения приводного механизма и динамику всей машины [6]. В работах [7-11] разработана математическая модель динамики движения решетной зерноочистительной машины с рекуперативным приводом. Влияние угла смещения эксцентров на неравномерность движения, силовые и энергетические характеристики приводного механизма решетных станом зерноочистительной машины с рекуперативным приводом установлено в работах [12-16]. Также были оптимизированы конструктивные параметры приводного механизма решетных станом зерноочистительных машин с рекуперативным приводом [17-18] и обоснованы конструктивно-технологические параметры сепарирующих поверхностей [19].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является определение влияния изменения угла смещения эксцентров приводных механизмов решетных станом зерноочистительных машин на их динамическую уравновешенность.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На рис. 1 представлено кинематическую схему приводного механизма решетных станом зерноочистительной машины со смещенными эксцентриками один относительно другого на угол $\Delta\varphi$ и силами, действующими на звенья механизма. На этой схеме приняты следующие обозначения: G_1, G_2 – соответственно вес решетных станом 1, 2; F_{O1}, F_{O2} – силы, оказывающие сопротивление перемещению соответственно решетных станом 1 и 2;

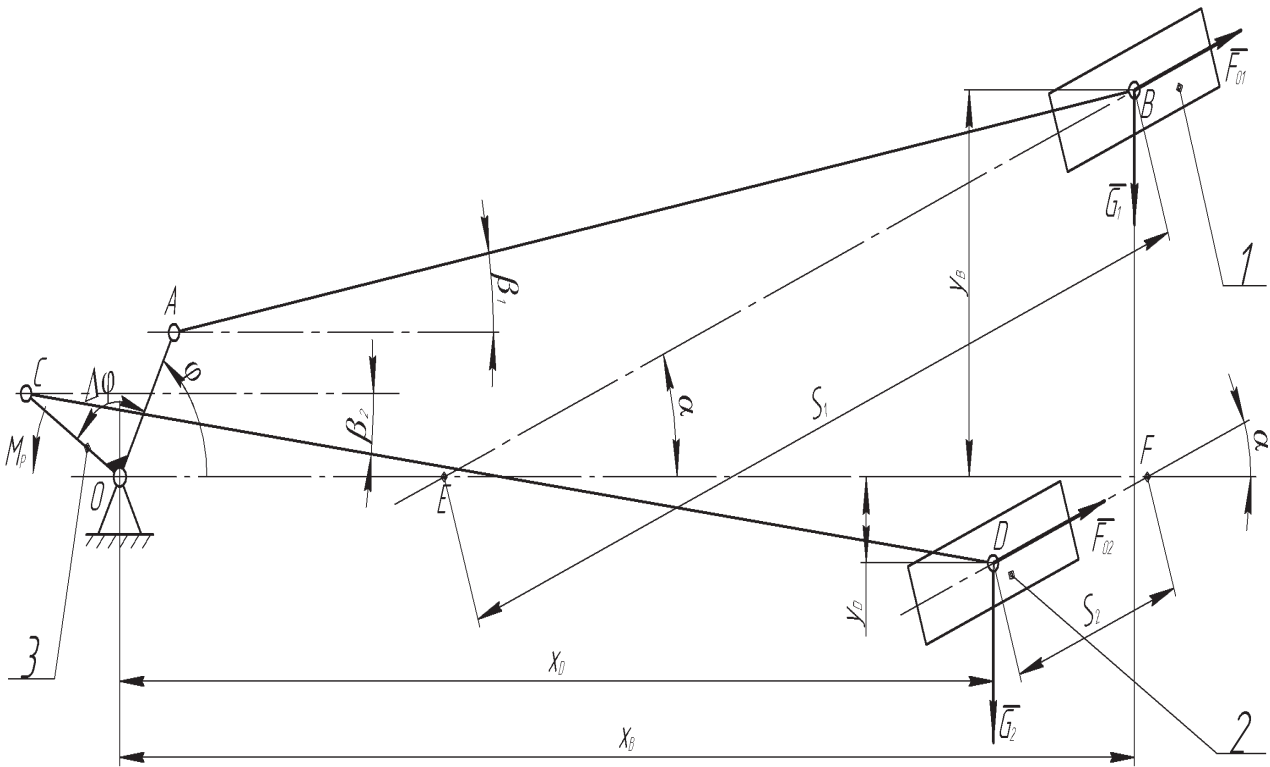


Рис. 1. Кинематическая схема приводного механизма решетных станов зерноочистительных машин:

1 – верхний решетный стан; 2 – нижний решетный стан; 3 – эксцентрик

Fig. 1. Kinematics chart of drive mechanism of sieve figures of grain cleaners

M_p – движущий момент, действующий на приводном валу O ; S_1, S_2 – перемещения соответственно решетных станов 1 и 2; α – угол наклона к горизонту направляющих перемещения решетных станов.

Исследование режимов движения зерновой смеси на подобных решетных станах приведены в [20-21], где определены параметры их колебаний, которые обеспечивают безостановочный режим движения зерновой смеси и без отрыва ее от решета.

Для исследования динамики движения приводного механизма решетных станов, последний представим как голономную механическую систему, состоящую из абсолютно твердых звеньев. При этом пренебрежем массами шатунов AB и CD , поскольку

они значительно меньше массы решетных станов m_1 и m_2 .

В такой модели за обобщенную координату примем угловую координату φ поворота эксцентрика OA . Координаты движения всех других звеньев выражаются через координату φ .

Выразим линейные координаты S_1 и S_2 перемещения центров масс решетных станов 1 и 2 через обобщенную координату φ . Для этого спроектируем на координатные оси x и y стороны четырехугольников $OABE$ и $OCDF$, которые представим в виде векторов. В результате получим систему из четырех уравнений:

$$\begin{cases} l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1 - S_1 \cdot \sin \alpha = 0; \\ l_{OA} \cdot \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \beta_1 - S_1 \cdot \cos \alpha - l_{EO} = 0; \\ l_{OC} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) - l_{CD} \cdot \sin \beta_2 + S_2 \cdot \sin \alpha = 0; \\ -l_{OC} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \cos \beta_2 + S_2 \cdot \cos \alpha - l_{FO} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

КРИТЕРИИ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА
РЕШЕТНЫХ СТАНОВ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

где $l_{OA}, l_{AB}, l_{OC}, l_{CD}, l_{EO}, l_{FO}$ – длины соответственно звеньев OA, AB, OC, CD, EO и FO ; β_1 и β_2 – соответственно углы наклона к горизонту шатунов AB и CD .

В системе из четырех уравнений (1) четыре неизвестных: S_1, S_2 – перемещение центров масс решетчатых станков 1 и 2 и β_1, β_2 – углы наклона к горизонту шатунов AB и CD . Выразим эти неизвестные. Для этого

$$l_{OA} \cdot \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \beta_1 - \left(l_{OA} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \alpha} + l_{AB} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha} \right) \cdot \cos \alpha - l_{ED} = 0,$$

$$l_{OA} \cdot \cos \varphi + l_{AB} \cdot \cos \beta_1 - l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - l_{AB} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \beta_1 - l_{ED} = 0.$$

В последнем уравнении сделаем замену $\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1}$ в результате этого будем иметь:

$$l_{AB} \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = l_{ED} + l_{AB} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \beta_1 + l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - l_{OA} \cdot \cos \varphi.$$

Поднесем к квадрату левую и правую части, получим уравнение:

$$l_{AB}^2 - l_{AB}^2 \cdot \sin^2 \beta = l_{EO}^2 + l_{AB}^2 \cdot \cot^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta_1 + l_{OA}^2 \cdot \cot^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi + l_{OA}^2 \cdot \cos^2 \varphi +$$

$$+ 2l_{EO} \cdot l_{AB} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \beta_1 + 2l_{EO} \cdot l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - 2l_{EO} \cdot l_{OA} \cdot \cos \varphi +$$

$$+ 2l_{EO} \cdot l_{OA} \cdot \cot^2 \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta_1 - 2l_{AB} \cdot l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \cos \varphi \cdot \sin \beta_1 - 2l_{OA}^2 \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi.$$

Перенесем в правую часть все члены этого уравнения, в результате чего будем иметь:

$$l_{AB}^2 \cdot (1 + \cot^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta_1 + 2l_{AB} \cdot \cot \alpha (l_{EO} + l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - l_{OA} \cdot \cos \varphi) \sin \beta_1 - l_{AB}^2 + l_{EO}^2 +$$

$$+ l_{OA}^2 \cdot \cot^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi + l_{OA}^2 \cdot \cos^2 \varphi + 2l_{EO} \cdot l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - 2l_{EO} \cdot l_{OA} \cdot \cos \varphi -$$

$$- 2l_{OA}^2 \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi = 0.$$

Перепишем полученное квадратное уравнение в следующем виде:

$$l_{AB}^2 \cdot (1 + \cot^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta_1 + 2l_{AB} \cdot \cot \alpha (l_{EO} + l_{OA} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi - l_{OA} \cdot \cos \varphi) \sin \beta_1 - l_{AB}^2 + l_{EO}^2 +$$

$$+ l_{OA}^2 (\cot^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \cot \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi) + 2l_{OA} \cdot l_{EO} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi) = 0.$$

$$l_{AB}^2 \cdot (1 + \cot^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta_1 + 2l_{AB} \cdot \cot \alpha (l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)) \sin \beta_1 - l_{AB}^2 + l_{EO}^2 +$$

$$+ l_{OA}^2 (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)^2 + 2l_{OA} \cdot l_{EO} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi) = 0.$$

$$l_{AB}^2 \cdot (1 + \cot^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta_1 + 2l_{AB} \cdot \cot \alpha [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)] \sin \beta_1 -$$

$$- l_{AB}^2 + [l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi) + l_{EO}]^2 = 0. \quad (3)$$

Определим корни квадратного уравнения (3)

$$\sin \beta_1 = \frac{1}{l_{AB} (1 + \cot^2 \alpha)} \cdot \left\{ \frac{-\cot \alpha [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)] \pm \sqrt{l_{AB}^2 (1 + \cot^2 \alpha) - [l_{EO} + l_{OA} (\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)]^2}}{1} \right\}. \quad (4)$$

Из двух корней выражения (4) необходимо выбрать такой, который соответствует условию $|\sin \beta_1| \leq 1$.

Кроме того, из конструктивных соображений угол β_1 принимает значения в пределах $\pm 10^\circ$ и изменяется в незначительных пределах.

из первого уравнения системы (1) выразим перемещение центра масс первого решетчатого стана, т.е.

$$S_1 = \frac{1}{\sin \alpha} (l_{OA} \cdot \sin \varphi + l_{AB} \cdot \sin \beta_1). \quad (2)$$

Подставим выражение (2) во второе уравнение системы (1) и определим угловую координату β_1

Тогда угол β_1 можно определить из зависимости:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{1}{l_{AB}(1 + \cot^2 \alpha)} \left\{ \frac{-\cot \alpha [l_{EO} + l_{OA}(\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)] \pm \sqrt{l_{AB}^2(1 + \cot^2 \alpha) - [l_{EO} + l_{OA}(\cot \alpha \cdot \sin \varphi - \cos \varphi)]^2}}{\pm} \right\}. \quad (5)$$

Аналогично перемещению S_1 и угловой координате β_1 определим из системы (1) перемещение S_2 и угловую координату β_2 . С третьего уравнения системы (1) определим перемещения центра масс второго решета:

$$S_2 = \frac{1}{\sin \alpha} [-l_{OC} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \sin \beta_2]. \quad (6)$$

Подставим выражение (6) в четвертое уравнение (1) и выразим из него угловую координату β_2

$$-l_{OC} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \cos \beta_2 - l_{OC} \cdot \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l_{CD} \cdot \cot \alpha \cdot \sin \beta_2 - l_{FO} = 0.$$

В полученном уравнении сделаем замену $\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2}$, после чего получим:

$$l_{CD}^2(1 + \cot^2 \alpha) \sin^2 \beta_2 - 2l_{CD} \cdot \cot \alpha \{l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l_{FO}]\} \sin \beta_2 + \{l_{OC} \cdot [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO}\}^2 - l_{CD}^2. \quad (7)$$

Определим корни квадратного уравнения (7):

$$\sin \beta_2 = \frac{1}{l_{CD}(1 + \cot^2 \alpha)} \left\{ \cot \alpha \{l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO}\} \pm \sqrt{l_{CD}^2(1 + \cot^2 \alpha) - \{l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO}\}^2} \right\} \quad (8)$$

Аналогично корню $\sin \beta_1$ выбирается корень $|\sin \beta_2| \leq 1$.

Угловая координата определяется следующей зависимостью:

$$\beta_2 = \arcsin \frac{1}{l_{CD}(1 + \cot^2 \alpha)} \left\{ \cot \alpha \{l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO}\} \pm \sqrt{l_{CD}^2(1 + \cot^2 \alpha) - \{l_{OC} [\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \cot \alpha \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)] + l_{FO}\}^2} \right\} \quad (9)$$

При динамическом анализе быстроходных механизмов, к которым относится приводной механизм решетных станов, необходимо решить две задачи динамического уравновешивания:

1) уравновешивание силы инерции, которая приложена в центре масс подвижных звеньев приводного механизма решетных станов;

2) уравновешивание приведенного к приводному валу крутящего момента, возникающего от действия силы инерции.

Для решения первой задачи необходимо, чтобы центр масс приводного механизма вместе с решетными станами при их движении не перемещался, т.е. для очистительного механизма, который рассматривается как плоский механизм, должно выполняться условие:

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = const;$$

$$y_C = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = const, \quad (10)$$

где: m_i – масса i -го ($i = 1, 2, \dots, n$) звена механизма; x_i, y_i – координаты центра масс i -го звена механизма.

В рассматриваемом механизме зерноочистительной машины (рис. 1), где массы шатунов (9) значительно меньше массы решет, а координаты приводного вала совпадают с направлением координат зависимости (10)

приобретают вид:

$$\begin{aligned} x_C &= \frac{m_1 x_B + m_2 x_D}{m_1 + m_2} = const; \\ y_C &= \frac{m_1 y_B + m_2 y_D}{m_1 + m_2} = const. \end{aligned} \quad (11)$$

Если дважды дифференцировать по времени зависимости (11), то получим:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_C &= \frac{m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D}{m_1 + m_2} = 0, \\ \ddot{y}_C &= \frac{m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D}{m_1 + m_2} = 0, \end{aligned} \quad (12)$$

где: $\ddot{x}_B, \ddot{y}_B, \ddot{x}_D, \ddot{y}_D$ – горизонтальная и вертикальная составляющие ускорений соответственно точек B и D .

Зависимость (12) можно переписать в таком виде:

$$\begin{aligned} F_{iCx} &= (m_1 + m_2) \ddot{x}_C = m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D = 0; \\ F_{iCy} &= (m_1 + m_2) \ddot{y}_C = m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D = 0, \end{aligned} \quad (13)$$

где F_{iCx}, F_{iCy} – горизонтальная и вертикальная составляющие сведенной к центру масс механизма сил инерции от действия сил инерции отдельных звеньев.

Если условие (13) не выполняется, то имеет место неуравновешенность сил инерции. Критерием этой неуравновешенности может быть суммарное значение силы инерции, сведенных к центру масс приводного механизма и выражается зависимостью:

$$\begin{aligned} F_{iC} &= \sqrt{F_{iCx}^2 + F_{iCy}^2} = \\ &= \sqrt{(m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D)^2}. \end{aligned} \quad (14)$$

За один цикл движения очистной машины (один оборот эксцентрика) неуравновешенность сил инерции может быть оценена максимальным значением сведенной к центру масс приводного механизма (10) суммарной силы инерции $F_{iC \max}$ или ее среднеквадратичным значением, которое определяется зависимостью:

$$\bar{F}_{iC} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[(m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D)^2 \right] dt}, \quad (15)$$

где: $t_1 = 2\pi/\omega$ – длительность цикла движения очистного механизма; ω – номинальное значение угловой скорости приводного

вала очистной машины.

В некоторых случаях целесообразно оценивать неуравновешенность сил инерции, действующих на звенья механизма, с помощью безразмерного критерия, который может быть представлен отношением среднеквадратических значений сведенных к центрам масс механизмов сил инерции приводных механизмов с двумя и одним решетным станом, который имеет вид:

$$K_{Fi} = \sqrt{\frac{(m_1 \ddot{x}_B + m_2 \ddot{x}_D)^2 + (m_1 \ddot{y}_B + m_2 \ddot{y}_D)^2}{m_1^2 (\ddot{x}_B^2 + \ddot{y}_B^2)}} dt. \quad (16)$$

Для обеспечения уравновешивания сведенного к приводному валу крутящего момента, возникающего от действия сил инерции и потенциальных сил, необходимо использование условия:

$$T + \Pi = const \text{ или } \frac{\partial(T + \Pi)}{\partial \varphi} = 0, \quad (17)$$

где T, Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия приводного механизма решетных станом зерноочистительной машины.

Если условие (17) не выполняется, то имеет место неуравновешенности сведенного к приводному валу крутящего момента, возникающего от действия силы инерции и потенциальных сил. Критерием этой неуравновешенности может быть значение сведенного крутящего момента, которое определяется зависимостью:

$$M_{i\Pi} = \frac{\partial(T + \Pi)}{\partial \varphi}. \quad (18)$$

За один цикл движения очистительной машины неуравновешенность сведенного к приводному валу крутящего момента, возникающего от действия сил инерции и потенциальных сил, может быть оценена его максимальным значением $M_{i\Pi \max}$ или среднеквадратическим значением, которое определяется зависимостью:

$$M_{i\Pi} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(\frac{\partial(T + \Pi)}{\partial \varphi} \right)^2 dt}. \quad (19)$$

Для рассматриваемой схемы приводного механизма решетных станов зерноочистительной машины (рис. 2) кинетическая и потенциальная энергия определяются зависимостями:

$$T = \frac{1}{2} J_{3B} \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2); \quad (20)$$

$$\Pi = m_1 g y_B + m_2 g y_D. \quad (21)$$

Здесь J_{3B} – сведенный к оси приводного вала момент инерции ротора приводного двигателя, передаточного механизма и приводного вала; g – ускорение свободного падения.

Учитывая то, что $y_B = S_1 \cos \alpha$, $y_D = S_2 \cos \alpha$, $\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2 = \dot{S}_1^2$, $\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2 = \dot{S}_2^2$ выражения (20) и (21) приобретают вид:

$$T = \frac{1}{2} J_{3B} \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{S}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{S}_2^2, \quad (22)$$

$$\Pi = m_1 g S_1 \cos \alpha + m_2 g S_2 \cos \alpha = (m_1 S_1 + m_2 S_2) g \cos \alpha. \quad (23)$$

Поскольку

$$\dot{S}_1 = \omega \frac{\partial S_1}{\partial \varphi}, \quad \dot{S}_2 = \omega \frac{\partial S_2}{\partial \varphi}, \quad (24)$$

то с учетом этих выражений и зависимостей (22) и (23) сведенный крутящий момент, который определяется соотношением (18), имеет вид:

$$M_{\text{п}} = \omega^2 \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha. \quad (25)$$

Используя выражения (19) и (25), определим среднее значение сведенного крутящего момента от действия сил инерции и потенциальных сил:

$$\overline{M}_{\text{п}} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\omega^2 \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha \right]^2 dt}. \quad (26)$$

Оценим также неуравновешенность крутящего момента от действия сил инерции и потенциальных сил с помощью безразмерного критерия, который представим отношением среднеквадратических сведенных крутящих моментов от действия сил инерции и потенциальных сил для двух и одного решетных станом:

$$K_{\text{Mip}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_1} \left[\left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right) + \left(m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} + m_2 \cdot \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) g \cos \alpha \right]^2 dt}{\int_0^{t_1} \left[m_1 \cdot \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \left(\omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + g \cos \alpha \right) \right]^2 dt}}. \quad (27)$$

Учитывая, что при постоянной угловой скорости приводного вала ($\omega = \text{const}$) составляющие ускорений точек B и D определяются зависимостями:

$$\ddot{x}_B = \omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \cos \alpha; \quad \ddot{y}_B = \omega^2 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \cos \alpha; \quad (28)$$

$$\ddot{x}_D = \omega^2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \cos \alpha; \quad \ddot{y}_D = \omega^2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \cos \alpha,$$

то выражения критериев (14), ..., (16) приобретают следующий вид:

$$F_{iC} = \omega^2 \left(m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right); \quad (29)$$

$$\bar{F}_{iC} = \omega^2 \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}; \quad (30)$$

$$K_{Fi} = \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(m_1 \frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} + m_2 \frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}{m_1^2 \left(\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2} \right)^2}} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{\frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2}}{\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2}} \right)^2 dt}. \quad (31)$$

Частные производные $\frac{\partial S_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial S_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial^2 S_1}{\partial \varphi^2}$ и $\frac{\partial^2 S_2}{\partial \varphi^2}$ определяются путем однократного или двукратного дифференцирования функций перемещения центров масс решетчатых станов, которые определяются зависимостями (2) и (4) с учетом выражений (5) и (9) по обобщенной координате φ .

Для зерноочистительной машины решетчатого типа с параметрами: $l_{OA} = l_{OC} = 0,0075 \text{ м}$; $l_{AB} = l_{CD} = 0,456 \text{ м}$; $l_{OE} = -0,47 \text{ м}$; $l_{OF} = 0,26 \text{ м}$; $\alpha = 0,14 \text{ рад}$; $m_1 = m_2 = 110 \text{ кг}$; $\omega = 51 \text{ рад/с}$, определено суммарное значение силы инерции F_{iC} , которое сведено к центру масс приводного вала решетчатых станов, и сведенный к оси поворота приводного вала крутящий момент от сил инерции и потенциальных сил $M_{iП}$ в течение

этого цикла движения ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) при различных значениях угла смещения эксцентров $\Delta\varphi$ (рис. 2–3).

Найдено также максимальные значения $F_{iC \max}$ и $M_{iП \max}$ для различных значений $\Delta\varphi$ (табл. 1). Определены также среднеквадратические значения силы инерции \bar{F}_{iC} и крутящего момента, приведенного к оси поворота приводного вала от действия силы инерции и потенциальных сил $\bar{M}_{iП}$ в зависимости от значения угла $\Delta\varphi$ (табл. 1). В таблице 1 также приведены значения безразмерных коэффициентов K_{Fi} , K_{Mip} , которые определены по формулам (27) и (31), графики изменения которых представлены на рис. 4–5.

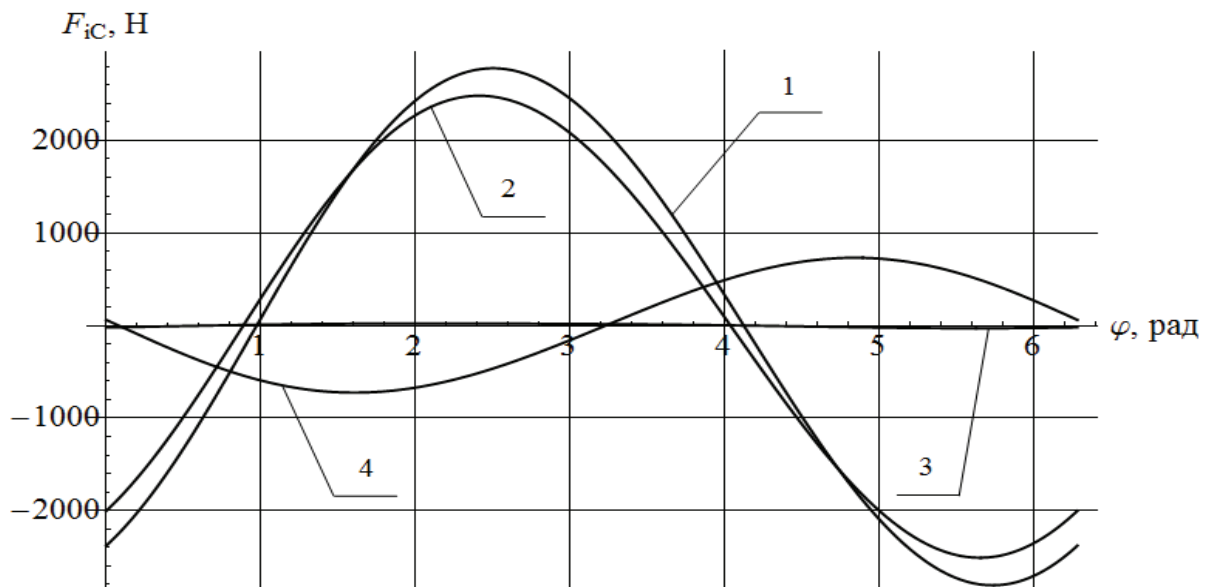


Рис. 2. Графики изменения суммарных значений сил инерции, сведенных к центру масс приводного вала решетчатых станов зерноочистительной машины, при смещении эксцентров на угол $80^\circ - 1, 90^\circ - 2, 160^\circ - 3$ и $180^\circ - 4$

Fig. 2. Graphic arts of change of total values of forces of inertia, the masses of drive billow of sieve figures of grain cleaner taken to the center, at displacement of eccentric persons on corner $80^\circ - 1, 90^\circ - 2, 160^\circ - 3$ and $180^\circ - 4$

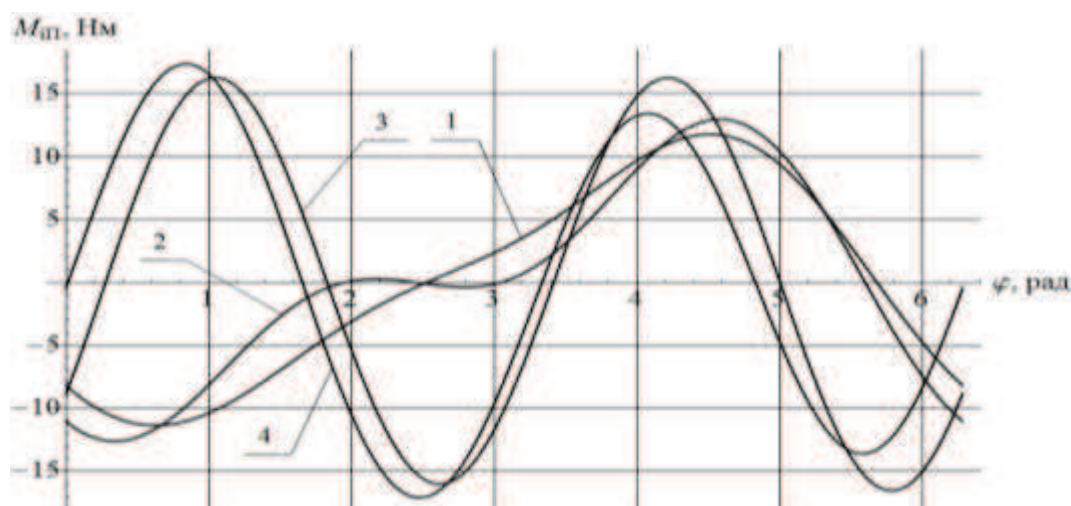


Рис. 3. Графики изменения крутящего момента от сил инерции и потенциальных сил, сведенного к оси поворота приводного вала решетных станов зерноочистительной машины, при смещении эксцентриков на угол 80° – 1, 90° – 2, 160° – 3 и 180° – 4

Fig. 3. Charts of change of twisting moment from forces of inertia and potential forces, turn of drive billow of sieve figures of grain cleaner taken to the axis, at displacement of eccentric persons on a corner 80° - 1, 90° - 2, 160° - 3 and 180° - 4

Таблица 1. Значения критериев динамического уравновешивания приводного механизма решетных станов зерноочистительной машины в зависимости от угла смещения эксцентриков

Table 1. Values of criteria of the dynamic balancing of drive mechanism of sieve figures of grain cleaner depending on the corner of displacement of eccentric persons

параметр $\Delta\varphi, \text{град}$	$F_{iC\max}, \text{Н}$	$M_{iП\max}, \text{Нм}$	$\bar{F}_{iC}, \text{Н}$	$\bar{M}_{iП}, \text{Нм}$	$K_{Fi},$	$K_{Mip},$
0	4250,09	27,2752	4254,24	22,0911	16,3475	1,91964
10	4168,55	25,8281	4174,67	21,0718	23,1458	1,83106
20	4055,52	23,9011	4063,35	19,7068	29,3168	1,71245
30	3911,87	21,56	3921,13	18,0717	34,6136	1,57036
40	3738,72	18,8945	3749,08	16,2703	38,8879	1,41383
50	3537,37	16,04	3548,5	14,4422	42,0247	1,25498
60	3309,36	13,2794	3320,91	12,7701	43,9407	1,10968
70	3056,41	11,5227	3068,03	11,4781	44,5842	0,997406
80	2780,42	11,7835	2791,79	10,7861	43,9355	0,93727
90	2483,48	12,9785	2494,28	10,8018	42,0068	0,938639
100	2167,81	14,3238	2177,76	11,4346	38,8431	0,993626
110	1835,79	15,5378	1844,63	12,4497	34,5409	1,08183
120	1489,93	16,4836	1497,45	13,594	29,168	1,18127
130	1132,82	17,077	1138,84	14,6662	22,8898	1,27444
140	767,158	17,2615	771,57	15,5255	15,8779	1,34911
150	395,716	17,0008	398,48	16,0813	8,33125	1,39741
160	21,9425	16,276	25,8687	16,2825	0,470883	1,41489
170	356,383	17,0801	354,674	16,1115	7,46434	1,40004
180	732,528	17,3761	728,255	15,5825	15,2272	1,35407

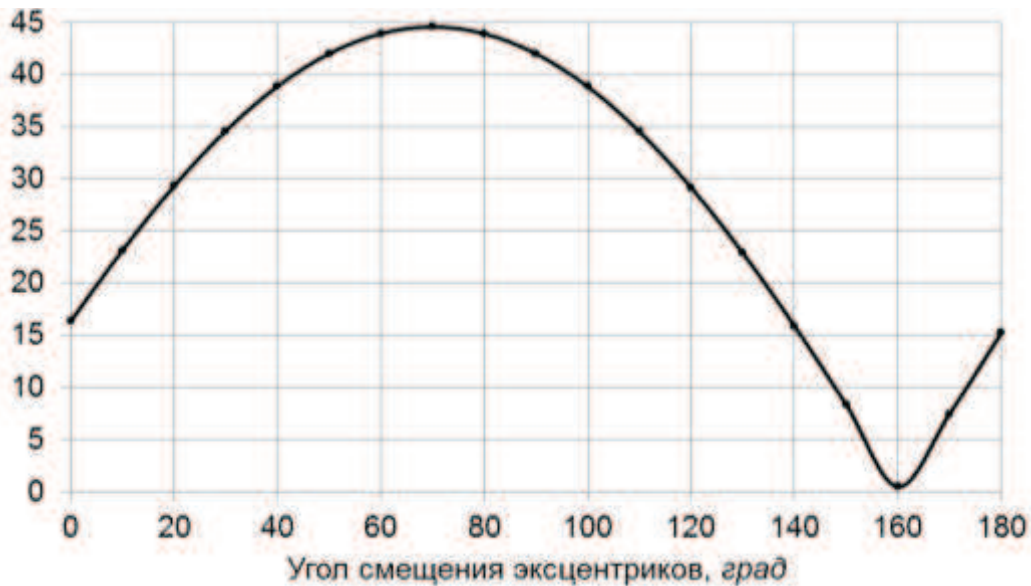


Рис. 4. Графики изменения безразмерного коэффициента K_{Fi} в зависимости от угла смещения эксцентриков

Fig. 4. Charts of change of dimensionless coefficient K_{Fi} depending on a corner displacement of eccentric persons

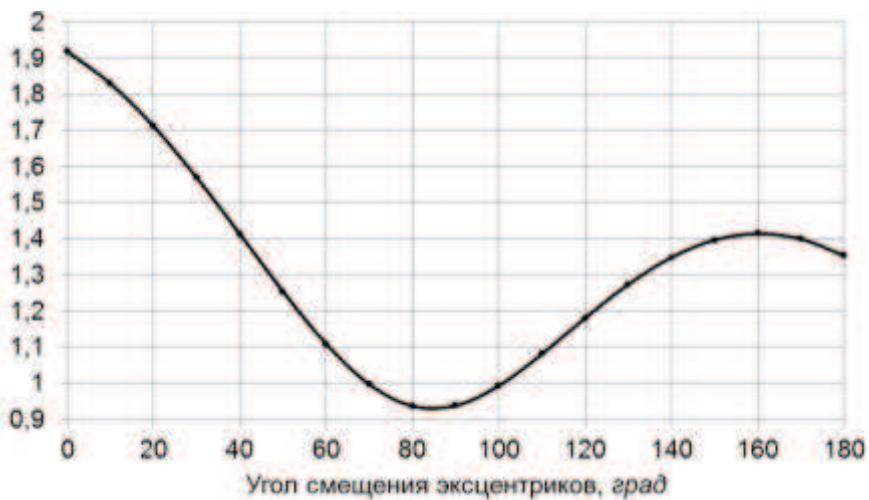


Рис. 5. Графики изменения безразмерного коэффициента K_{Mip} в зависимости от угла смещения эксцентриков

Fig. 5. Charts of change of dimensionless coefficient K_{Mip} depending on a corner displacement of eccentric persons

ВЫВОДЫ

Анализ полученных результатов показывает, что величина угла смещения эксцентриков $\Delta\varphi$ существенно влияет на динамическую неуравновешенность моментов и сил инерции. Так, например наименьшие среднеквадратические значения сил инерции \bar{F}_{ic} ,

которые сведены к центру масс приводного вала решетных станков, и передаются на его подшипниковые опоры, имеют место при смещении эксцентриков на угол $\Delta\varphi = 160^\circ$, а наибольшие – при $\Delta\varphi = 0^\circ$. В месте с тем, наименьшие среднеквадратические значения крутящего момента, приведенного к оси поворота приводного вала решетных станков от

действия силы инерции и потенциальных сил $\bar{M}_{\text{дл}}$ наблюдаются при смещении эксцентриков на углы в границах $\Delta\varphi = 80\dots 90^\circ$, а наибольшие – при $\Delta\varphi = 0^\circ$. Кроме того, в приводных механизмах решетных станков существующих зерноочистительных машин угол смещения эксцентриков составляет $\Delta\varphi = 180^\circ$. Для этого угла смещения коэффициент K_{Fi} составляет 15,2272, а коэффициент $K_{Mip} = 1,35407$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gladkov N.G. 1961: Zernoochistitelnyye mashiny. M.: – 348.
2. Kozhukhovskiy I.E. 1974: Zernoochistitelnyye mashiny. Konstruktsiya, raschet i proyektirovaniye. Izd. 2-e pererab. M.: Mashinostroyeniye. – 248.
3. Loveykin V.S. 1987: Opredeleniye optimalnykh rezhimov dvizheniya mekhanizmov gruzopodyemnykh mashin // Podyemno-transportnoye oborudovaniye. – Kiyev: Tekhnika. – Vyp. 18. – 31–35.
4. Sokolov A.Ya. 1957: Mashiny dlya ochistki i transporta zerna. – M. – 376.
5. Patent 2011: Patent na KM 62443. Ukraina, MPK A01F 12/44, V07B 1/28. Mashina pervinnoi ochistki zerna / Loveykin V.S., Kulik V.P., Kulik O.A.; zayavnik ta vlasnik NUBiP Ukraini. – № u 2011 02 066; zayavl. 21.02.2011; opubl. 25.08.2011, Byul. № 16.
6. Loveykin V.S. 2008: Kinematichniy analiz ta optimizatsiya sparenikh krivoshipno-povzunnikh mekhanizmov, yaki realizuyut rekuperatsiyu yenerгии zvorotno-postupalnogo rukhu robochikh organiv / V.S. Loveykin, Yu.V. Chovnyuk, V.P. Kulik // Visnik KhNTUSG im. Petra Vasilenka “Mekhanizatsiya s. g. virobnitstva”. – Vip. 75. – T. 1. – 127–134.
7. Loveykin V.S. 2008: Modelyuvannya rezhimiv rukhu mashin i mekhanizmov za nayavnosti neliniynikh kinetichnikh zv'yazkiv / V.S. Loveykin, Yu.V. Chovnyuk, V. P. Kulik // Visnik LNTU: Agroinzhenerni doslidzhennya. – №12(2). – 218–224.
8. Loveykin V.S. 2009: Dinamichniy analiz robochikh organiv zernoochisnikh mashin z rekuperativnim privodom / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Visnik KhNTUSG im. Petra Vasilenka. – Vip. 76. – 316–323.
9. Loveykin V.S. 2009: Udoskonalennya metodiv kinematichnogo analizu ta dinamichnoi optimizatsii sparenikh krivoshipno-povzunnikh mekhanizmov, yaki realizuyut rekuperatsiyu yenerгии zvorotno-postupalnogo rukhu robochikh organiv zernoochisnikh mashin / V.S. Loveykin, Yu.V. Chovnyuk, V.P. Kulik // Naukoviy visnik Luganskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. Tekhnichni nauki. – № 2. – 147–157.
10. Loveykin V.S. 2010: Modelyuvannya dinamiki rukhu robochikh organiv zernoochisnikh mashin z rekuperativnim privodom / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Naukoviy visnik NUBiP Ukraini. Seriya “Tekhnika i yenergetika v APK”. – Vip. 144, Ch. 3. – 62–71.
11. Loveykin V.S. 2009: Modelyuvannya dinamiki rukhu robochikh organiv zernoochisnikh mashin z rekuperativnim privodom / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Zb. tez dopovidey konferentsii NPP NUBiP Ukraini. Sektsii NNTs «Konstruyuvannya i nadiynist mashin». – K. – 16–18.
12. Loveykin V.S. 2010: Vpliv kuta zmishchennya krivoshipiv na silovi kharakteristiki zernoochisnoi mashini / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Visnik KhNTUSG im. Petra Vasilenka “Mekhanizatsiya s.-g. virobnitstva”. – Vip. 93. – T. 1. – 269–276.
13. Loveykin V.S. 2010: Vznachennya optimalnikh znachen kutiv zmishchennya krivoshipiv privodnogo mekhanizmu ta nakhilu reshitnikh staniv / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Naukoviy visnik NUBiP Ukraini. Seriya “Tekhnika i yenergetika v APK”. – Vip. 144, Ch. 1. – 179–188.
14. Loveykin V.S. 2012: Analiz nerivnomirnosti rukhu privodnogo mekhanizmu robochikh organiv zernoochisnikh mashin / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Naukoviy visnik NUBiP Ukraini. Seriya «Tekhnika i yenergetika v APK». – Vip. 170, Ch. 1. – 254–261.
15. Kulik V.P. 2010: Vznachennya optimalnikh znachen kutiv zmishchennya krivoshipiv privodnogo mekhanizmu ta nakhilu reshitnikh staniv / V.P. Kulik // Zb. tez dopovidey konferentsii NPP ta aspirantiv tekhnichnogo NNI NUBiP Ukraini. Sektsii NNTs konstruyuvannya i nadiynosti mashin dlya silskogo, lisovogo i vodnogo gospodarstva ta kharchovikh

tekhnologiy. – K. – 8–10.

16. Loveykin V.S. 2012: Analiz nerivnomirnosti rukhu zernoochisnoi mashini z rekuperativnim privodom / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Tezi dopovidey VI mizhnarodnoi naukovoï konferentsii “Ekobiotekhnologii ta biopaliva v APK – ENERGIA 2012”. – Kiev-Lyublin-Simferopol-Lviv. – 52–53.

17. Loveykin V.S. 2009: Vpliv radiusa kri-voshipiv na yenergetichni pokazniki roboti zernoochisnoi mashini / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Mizhvuzivskiy zbirnik “Naukovi notatki”. – Vip. 26. – 172–176.

18. Loveykin V.S. 2010: Vpliv dovzhini shatuna na yenergetichni pokazniki roboti zernoochisnoi mashini / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Naukoviy visnik NUBiP Ukraini. Seriya “Tekhnika i yenergetika v APK”. – K. – Vip. 144, Ch. 2. – 33–39.

19. Boltyanska N.I. 2011: Obruntuvannya konstruktivno-tekhnologichnikh parametriv separuyuchikh poverkhon zhalyuziyukh reshet zernozbiralnikh kombayniv // Motrol. – Tom 13B, Lublin. – 11–116.

20. Loveykin V.S. 2012: Analiz ta optimizatsiya rezhimiv rukhu zernovoi chastinki vpodovzh vibruyuchogo pokhilogo resheta / V.S. Loveykin, Yu.V. Chovnyuk, V.P. Kulik // Naukoviy visnik NUBiP Ukraini. Seriya «Tekhnika i yenergetika v APK». – Vip. 170, Ch. 1. – 277–286.

21. Loveykin V.S. 2012: Optimizatsiya rezhimov kolebaniy zernovykh smesey pri nalichii sukhogo treniya / V.S. Loveykin, V.P. Kulik // Motrol. Vol. 14, No 3, Lublin. – 104–109.

CRITERIA DYNAMIC BALANCING DRIVE MECHANISM SIEVE GRAIN CLEANERS

Summary. Shows research the dynamic imbalance drivers sieve grain cleaners, depending on angle of offset eccentric drive mechanism sieve.

Key words: drive mechanism, drive shaft, force of inertia, sieve, dynamic imbalance, eccentric.