DOI: 10.31279/2222-9345-2018-7-30-44-49
УДК 631.361.022

Т. А. Сторожук, А. Э. Богус, А. В. Морева

Storozhuk T. A., Bogus A. E., Moreva A. V.

УСТАНОВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБМОЛАЧИВАЕМОЙ МАССЫ В РАБОЧЕМ ЗАЗОРЕ ВАЛЬЦОВОГО МОЛОТИЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

DETERMINING OF KINEMATIC PARAMETERS OF THRASHED MASS IN THE WORKING GAP OF ROLLER THRESHER

В течение второй половины XX века ученые и инженеры проявляли повышенный интерес к решению проблем удара происходящих в различных технологических процессах как в промышленности, так и в сельскохозяйственном производстве.

Ударные нагрузки различного характера имеют место во многих отраслях народного хозяйства. Большинство исследований явления удара ограничивались рассмотрением соударения тел, имеющих простую геометрию. Основной причиной этого ограничения являются серьезные математические трудности, связанные с изучением теории удара, а также слабая информация о свойствах материалов при возникновении в них быстро изменяющихся напряжений. Естественно, что теория расчета ударных нагрузок до сих пор не достигла такого состояния, когда могут быть четко сформулированы способы расчета, основанные на этой теории, хотя значительное количество накопленной информации уже сегодня может служить хорошим фундаментом для окончательного создания необходимых условий.

Данная работа является результатом анализа предшествующих как теоретических, так и экспериментальных исследований в области удара. Нами получены уравнения, определяющие кинематические параметры произвольной точки движущейся хлебной массы при ударном взаимодействии с вальца подбарабана планетарного молотильного устройства.

Ключевые слова: вальцовое молотильное устройство, хлебная масса, ребра вальцов, стеблевой стержень, абсолютная окружная скорость вальцов, относительная угловая скорость, питающие вальцы.

During the second half of the twentieth century, scientists and engineers have shown increased interest in solving the problems of impact occurring in various technological processes, both in industry and in agricultural production.

Shock loading of various natures takes place in many sectors of the economy. Most studies of the impact phenomenon were limited to examining the collision of bodies with a simple geometry. The main reason for this limitation are serious mathematical difficulties associated with the study of the impact theory, as well as weak information about the properties of the material in the event of rapidly changing stresses in them. Naturally, the theory of calculation of shock loads has not yet reached a state where the methods of calculation based on this theory can be clearly formulated, although a significant amount of accumulated information can already serve as a good foundation for the final creation of the necessary conditions.

This work is the result of the analysis of previous both theoretical and experimental studies in the field of impact. We have obtained the equations defining the kinematic parameters of an arbitrary point of the moving grain mass under shock interaction with planetary roller concave threshing device.

Key words: seam threshing device, grain weight, rib rollers, stem rod, absolute peripheral speed of rollers, relative angular velocity, supply rollers.

Сторожук Татьяна Александровна –

кандидат технических наук,
доцент кафедры механизации
животноводства и безопасности жизнедеятельности
ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный
университет имени И. Т. Трубилина»
г. Краснодар
Тел.: 8-918-273-59-47
E-mail: storozuk.t.a@gmail.com

Богус Азамат Эдуардович –

старший преподаватель кафедры
процессов и машин в агробизнесе
ФГБОУ ВО «Кубанский государственный
аграрный университет имени И. Т. Трубилина»
г. Краснодар
Тел.: 8-918-089-90-90
E-mail: azamat089@gmail.com

Морева Анна Витальевна –

студентка 4 курса факультета механизации
ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный
университет имени И. Т. Трубилина»
г. Краснодар
Тел.: 8-960-499-91-83
E-mail: morevaany@mail.ru

Storozhuk Tatyana Aleksandrovna –

Ph.D of Technical Sciences, Associate Professor
of the Department Mechanization of Animal Husbandry
and Life Safety
FSBEI HE «Kuban State Agrarian University
named after I. T. Trubilin»
Krasnodar
Tel.: 8-918-273-59-47
E-mail: storozuk.t.a@gmail.com

Bogus Azamat Eduardovich –

Senior Lecturer of the Department of Processes
and Machines in Agribusiness
FSBEI HE «Kuban State Agrarian University
named after I. T. Trubilin»
Krasnodar
Tel.: 8-918-089-90-90
E-mail: azamat089@gmail.com

Moreva Anna Vitalievna –

Student of the 4th year of the Faculty of Mechanization
FSBEI HE «Kuban State Agrarian University
named after I. T. Trubilin»
Krasnodar
Tel.: 8-960-499-91-83
E-mail: morevaany@mail.ru

Ударные взаимодействия имеют место во многих сельскохозяйственных машинах, а особенно в уборочных. Большинство исследований ударных взаимодействий сводятся к рассмотрению соударений тел, имеющих простую геометрическую форму [1]. В молотильных устройствах хлебная масса подвергается вибрации, вытиранию, очесу, ударам, сжатиям, растяжениям в поперечной и продольной плоскости.

Технологическая схема работы вальцового молотильно-сепарирующего аппарата изображена на рисунке 1. Хлебная масса, удерживаемая питающими вальцами 5, поступает со скоростью цепочно-планчатого транспортера 4 (V_{II}) в зазор между вальцами 2 и 3 молотильного устройства, которые вращаются навстречу друг другу с равными относительными угловыми скоростями ($\omega_2 = \omega_3$). На барабане, вращающемся с частотой ω_1 , расположено девять многогранных вальцов, а в подбарабанье шесть. Угол расстановки вальцов барабана вдвое больше, чем в подбарабанье.

При прохождении через вальцовое молотильное устройство хлебная масса совершает сложное движение [2, 3]. С одной стороны, масса подается питающими вальцами с переносной скоростью, равной скорости подачи, а с другой стороны, она подвергается последовательным ударам ребер вальцов барабана и подбарабанья, которые вынуждают ее совершать относительные колебательные движения в вертикальной плоскости [4]. Экспериментально установлено, что в рабочем зазоре рисовая масса находится в натянутом состоянии благодаря тому, что скорость подачи хлебной массы меньше абсолютной окружной скорости вальцов барабана и подбарабанья в 10–15 раз.

Для анализа движения обмолачиваемой массы в молотильном устройстве вальцового типа рассмотрим кинематику первой пары вальцов в положении, когда оси вальцов барабана и подбарабанья лежат на линии вертикального радиуса барабана (рис. 2). Рассмотрим положение, когда грань вальца подбарабанья повернута вверх и перпендикулярна радиусу барабана.

Закономерности движения массы хлеба между вальцами молотильно-сепарирующего устройства разделим на два вопроса:

1. Анализ закономерности движения хлебной массы под действием вальцов подбарабанья.

2. Анализ закономерности движения хлебной массы под действием вальцов барабана, совершающих сложное движение.

При анализе первого вопроса необходимо установить:

а) закономерности движения слоя обмолачиваемой массы при взаимодействии ребер вальцов подбарабанья, допуская, что хлебная масса – это деформируемый «стержень»;

б) закономерности движения точки на хлебной массе во время прохождения ее через молотильное устройство.

Проанализируем движение произвольной точки D^I хлебной массы при прохождении через питающие вальцы в рабочую зону первой пары молотильных вальцов. При этом стелевой «стержень» будет совершать плоскопараллельное движение в вертикальной плоскости со скоростью подачи массы V_{II} и относительным вращательным движением вокруг точки O .

Для определения кинематических параметров произвольной точки хлебной массы сделаем следующие допущения [4, 5]:

Рисунок 1 – Технологическая схема работы вальцового молотильного устройства:

1 – молотильный барабан; 2 – многогранный валец барабана; 3 – многогранный валец подбарабанья; 4 – цепочно-планчатый транспортер; 5 – питающие вальцы; 6 – пружина; 7 – отбойный битей

Выбрав за полюс точку D , для любой произвольной точки обмолачиваемой массы D^i построим план скоростей по уравнениям (3) и (4).

На плане скоростей изображены векторы:

$\overline{Dd'}$ – абсолютная скорость точки хлебной массы D^i ;

$\overline{Dd}$ – линейная скорость точки D ребра вальца;

$\overline{Dn}$ – переносная скорость произвольной точки D^i хлебной массы, равная переносной скорости любой точки соломистого «стержня» (равная скорости подачи обмолачиваемой массы – V_{II});

$\overline{d'd}$ – относительная скорость точки D^i обмолачиваемой массы относительно ребра вальца подбарабання (точка D);

$\overline{d'n}$ – относительная скорость точки D^i обмолачиваемой массы относительно точки O во вращательном движении соломистого «стержня» вокруг точки O .

План скоростей построен не в масштабе, для наглядности, так как модуль переносной скорости произвольной точки обмолачиваемой массы V_{Dn} значительно меньше модуля линейной скорости точки D ребра вальца V_{Dd} , реальная переносная скорость в пределах чертежа была бы очень незначительной, что могло бы внести погрешности при непосредственном пользовании плана скоростей в масштабе.

Для определения скорости точки D^i обмолачиваемой массы $V_{d'n}$ относительно точки O – зажима стеблевого «стержня» необходимо знать значение частоты вращения обмолачиваемой массы вокруг этой точки [5].

$$V_{D'n} = \omega_c DO, \quad (5)$$

где частота вращения

$$\omega_c = \omega_2 \frac{d}{d\alpha}. \quad (6)$$

Выразив угол ϕ поворота стеблевого «стержня» относительно точки O через текущее значение угла поворота вальца подбарабання α , получим

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{DK}{KO} = \frac{DK}{l} = \frac{r \left[\cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - \cos \frac{p}{i} \right]}{L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right)}, \quad (7)$$

где r – радиус окружности вальца;

i – число граней вальца;

L – межосевое расстояние осей вращений подающих валцов и первого вальца подбарабання.

Угол поворота стеблевого «стержня» ϕ будет иметь наибольшее значение при $\alpha = \frac{p}{i}$ (при

любом количестве граней вальца). Значение угла ϕ тем больше, чем меньше количество граней валцов. В наших исследованиях число граней валцов изменялось в пределах 3÷6, а это значит, что наибольшее значение угла α и соот-

ветственно наибольший угол отклонения растительной массы будет при $i=3$. Заметим, что наибольшее значение угла отклонения растительной массы совпадает с наивысшим положением ребра вальца.

При анализе выражения (7) установлено, что наивысшему значению угла отклонения ϕ соответствует следующее значение угла α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \left(1 - \cos \frac{p}{i} \right)}{L}. \quad (8)$$

В реальном молотильном аппарате $R_1 = 2r$, $L = 5r$, тогда наибольшее максимальное значение угла отклонения стеблевого «стержня» от горизонтали составляет $\phi_{\max} \cong 60^\circ$, поэтому приближенно можно принять $\phi_{\max} \cong 60^\circ$.

Следовательно,

$$\phi = \frac{r \left[\cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - \cos \frac{p}{i} \right]}{L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right)}. \quad (9)$$

Продифференцируем выражение (9) по α и после определенных преобразований получим

$$\frac{d\phi}{d\alpha} = \frac{rL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{\left[L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \right]^2}. \quad (10)$$

Подставляя последовательно выражение (10) в равенство (6), получим

$$\omega_c = \omega_2 \cdot \frac{rL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{\left[L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \right]^2}. \quad (11)$$

Подставляя значение угловой скорости стеблевого «стержня» ω_c в выражение (5), получим

$$V_{D'O} = \omega_2 \cdot \frac{rL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{\left[L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \right]^2} \cdot OD. \quad (12)$$

Упростим выражение (12), приравнявая $OD \cong l$, что вполне допустимо, и для малых углов ϕ , получим $OD \approx l = L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right)$.

Подставляя текущее значение OD в уравнение (12), получим

$$V_{D'O} = \omega_2 \cdot \frac{rL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right)}. \quad (13)$$

Относительная скорость движения любой произвольной точки D^i хлебной массы относительно верхнего ребра вальца D ($V_{d'd}$) является скоростью, с которой обмолачиваемая масса очесывается ребром вальца деки.

По плану скоростей определим значение скорости очеса (рис. 2).

$$V_{d'd} = V_{oc} = V_{\Pi^i d} \cdot \cos \left[\left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - \phi \right] - V_{\Pi},$$

или

$$V_{d'd} = w_2 r \cos \left[\left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - \phi \right] - wR. \quad (14)$$

Ввиду малости ϕ полагаем, что $\cos \phi \approx 1$, и, подставив значение угла поворота стеблевого «стержня» ϕ из (9) в выражение (14), после определенных преобразований получим

$$V_{d'd} = w_2 r \cdot \frac{L \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i}}{L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right)} - wR. \quad (15)$$

Скорость очеса вальцов подбарабана определяется из выражения (15) при следующих начальных условиях: $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$, $\omega_2 = 200 \text{ с}^{-1}$, $r = 0,06 \text{ м}$, $L = 0,5 \text{ м}$ и $R = 0,1 \text{ м}$. Получены графические зависимости $V_{d'd} = f(\alpha, i)$ (рис. 3).

При исследовании функциональной зависимости (15) в диапазонах изменения функций варьируемых параметров полученная поверхность откликов скорости очеса представляет гармоническую функцию, периоды которой обратно пропорциональны числу граней вальцов, а амплитуда прямо пропорциональна им [6].

Найдем абсолютную скорость $V_{d'}$ произвольной точки Π^i обмолачиваемой хлебной массы по плану скоростей:

$$V_{d'} = \frac{V_{\Pi}}{\cos \beta} = \frac{wR}{\cos \beta}, \quad (16)$$

где β – угол между векторами скоростей V_{Π} и $V_{d'}$.

Значение угла β между векторами скоростей V_{Π} и $V_{d'}$ равно

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_{nd'}}{V_{\Pi}} = w_2 \cdot \frac{RL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{wR \left[L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \right]},$$

откуда получим значение угла β

$$\beta = \arctg \left\{ w_2 \cdot \frac{RL \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) - r^2 \left[1 - \cos \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \cos \frac{p}{i} \right]}{wR \left[L - r \sin \left(\frac{p}{i} - \alpha \right) \right]} \right\}. \quad (17)$$

Найдем проекции $V_{d'x}$ и $V_{d'y}$ абсолютной скорости произвольной точки Π^i обмолачиваемой массы из выражений:

$$V_{d'x} = V_{d'} \cos(\beta + \phi), \quad (18)$$

$$V_{d'y} = V_{d'} \sin(\beta + \phi). \quad (19)$$

Подставив формулу (16) в выражения (18) и (19), получим проекции абсолютной скорости произвольной точки обмолачиваемой массы на декартовы оси координат:

$$V_{d'x} = V_{d'} \cos(\beta + \phi), \quad (20)$$

$$V_{d'y} = \frac{wR \sin(\beta + \phi)}{\cos \beta}. \quad (21)$$

С целью определения значений проекций абсолютного ускорения произвольной точки Π^i на оси координат продифференцируем выражения (20), (21):

$$a_x = w_2 \frac{d}{d\alpha} \left[\frac{wR \cos(\beta + \phi)}{\cos \beta} \right], \quad (22)$$

Рисунок 3 – Поверхность откликов зависимостей скорости очеса хлебной массы в функции $V = f(\alpha, i)$

$$a_y = w_2 \frac{d}{d\alpha} \left[\frac{wR \sin(\beta + \phi)}{\cos \beta} \right]. \quad (23)$$

Дифференцируя выражения (22) и (23) по α , получим:

$$a_x = w_2 \cdot \frac{-wR \sin(\beta + \phi) \cdot \frac{d}{d\alpha}(\beta + \phi) \cos \beta +}{\cos^2 \beta} \quad (24)$$

$$+ \sin \beta \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot wR \cdot \cos(\beta + \phi),$$

$$a_y = w_2 \cdot \frac{wR \cos(\beta + \phi) \cdot \frac{d}{d\alpha}(\beta + \phi) \cos \beta -}{\cos^2 \beta} \quad (25)$$

$$- \sin \beta \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot wR \cdot \sin(\beta + \phi).$$

Величины угла β и ϕ определены нами в выражениях (9) и (17).

Полное ускорение в любой произвольной точке стеблевого «стержня» $\mathcal{L}'$ равно

$$a = \sqrt{(a_x)^2 + (a_y)^2}. \quad (26)$$

Нами получены уравнения (15), (16), (24), (25), (26), определяющие кинематические параметры произвольной точки $\mathcal{L}'$ движущейся обмолачиваемой массы при ударе ребром вальца деки, в промежутке между подающими вальцами и первой парой рабочих вальцов в зависимости от технологических, кинематических и геометрических параметров работы молотильно-сепарирующего устройства:

- значение относительной скорости любой произвольной точки хлебной массы относительно ребра вальца подбарабання в точке $\mathcal{L}$, равное скорости очеса массы вальцов подбарабання (15);
- значение абсолютной скорости произвольной точки обмолачиваемой массы (16);
- значение проекции абсолютного ускорения произвольной точки обмолачиваемой массы на декартовы оси координат (24), (25);
- значение абсолютного ускорения произвольной точки обмолачиваемой массы (26).

Литература

1. Артемов И. И., Богус Ш. Н., Болдинский В. И. Вращательное движение твердого тела вокруг неподвижной оси при ударе // Тр. / КубСХИ. 1986. Вып. 266 (294). С. 56–71.
2. Богус А. Э. Методика исследования прочностных характеристик и деформаций зерен различных сельскохозяйственных культур // Научное обеспечение агропромышленного комплекса : сб. статей по материалам XI Всерос. конф. молодых ученых, посвящ. 95-летию Кубанского ГАУ и 80-летию со дня образования Краснодарского края (19–20 ноября 2017 г., Краснодар). Краснодар, 2017. С. 320–321.
3. Богус Ш. Н., Ковалева Л. П. Определение ударного импульса вальца о хлебную массу в рабочей щели молотильного устройства // Конструкция и расчет уборочных машин // Тр. / КубСХИ. 1981. Вып. 206 (234). С. 29–43.
4. Богус А. Э., Грачев Е. А. Исследование ударного импульса ребра вальца планетарного молотильного устройства о хлебную массу // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2018. № 135. С. 188–199.
5. Theoretical studies of the tobacco stalk interaction with the leaf-separating unit / S. K. Papusha, S. V. Belousov, A. E. Bogus, V. I. Konovalov // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. T. 11, № 8. С. 5610–5613.
6. Сохт К. А., Трубилин Е. И., Коновалов В. И. Статистические методы исследований процессов и машин в агробизнесе : учеб. пособие. Краснодар : КубГАУ, 2016. 53 с.

References

1. Artemov I. I., Bogus Sh. N., Boldinskiy V. I. Rotational motion of a rigid body around the fixed axis in case of an impact // Proceedings / Kuban Agricultural Institute. 1986. Issue 266 (294). P. 56–71.
2. Bogus A. E. Methods of research of strength characteristics and deformations of grains of various crops // Scientific support of agroindustrial complex : collection of articles on materials of the XI All-Russian conference of young scientists dedicated to the 95th anniversary of Kuban State Agrarian University and the 80th anniversary of Krasnodar Territory. (19–20 November 2017, Krasnodar). Krasnodar, 2017. P. 320–321.
3. Bogus Sh. N., Kovaleva L. P. Determination of the impulse roller of the grain mass in the working gap threshing device // Proceedings / Kuban Agricultural Institute. 1981. Issue 206 (234). P. 29–43.
4. Bogus A. E., Grachev E. A. Investigation of the impact pulse of the edge of the roller planetary grinding device of the grain mass // Polythematic online scientific journal of Kuban State Agrarian University. 2018. № 135. P. 188–199.
5. Theoretical studies of the tobacco stalk interaction with the leaf-separating unit / S. K. Papusha, S. V. Belousov, A. E. Bogus, V. I. Konovalov // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. T. 11, № 8. P. 5610–5613.
6. Sokht K. A., Trubilin E. I., Konovalov V. I. Statistical methods of research of processes and machines in agribusiness : a training manual. Krasnodar : KubSAU, 2016. 53 p.