

УДК 631.361.75:621.396.674.3

Р.Б. Яруллин, Р.Р. Сафин

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРАТОРА ВИБРОЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ

Ключевые слова: виброзерноочистительная машина; амплитуда; частота колебаний; вибратор; дебаланс; масса; радиус; пружина; упругость; жёсткость.

Введение. Вибрация как явление известна давно. Установлено, что наряду с отрицательным эффектом вибрация оказывает также положительное действие на процессы, во много раз убыстряя и улучшая их показатели, раскрывая дополнительные эффекты, а также обеспечивает реализацию операций, которые без вибрации были ранее не осуществимы. Поэтому в настоящее время вибротехнологии находят широкое применение в самых различных областях деятельности человека, включая и процессы в АПК. Анализ применения вибрации в АПК [1] показывает, что из известных исследований более 50 % посвящено процессам послеуборочной обработки зерновых смесей, при которых семена I класса можно получить за 1–2 пропуска, эффективно избавляясь от трудноотделимых примесей и семян сорняков. При этом установлено, что для эффективной обработки различных зерновых смесей на одном вибросепараторе необходимо плавно регулировать как частоту, так и амплитуду колебаний рабочего органа, поддерживая нелинейную их взаимосвязь по гиперболическому закону [1–6]. Плавное регулирование частоты колебаний рационально осуществлять изменением частоты тока приводного асинхронного двигателя полупроводниковыми преобразователями с учетом динамической механической характеристики двигателя [6, 7]. При этом плавное изменение амплитуды колебаний на ходу у вибросепараторов с дебалансными вибраторами, работающими в зарезонансном режиме, предлагается обеспечить изменением радиуса центра масс подвижного противоводебаланса, подпружиненного для осуществления гиперболического закона пружины с нелинейной характеристикой жёсткости [2, 4–6].

Цель и задачи исследования. Цель исследования – разработать методику расчета параметров автоматического дебалансного вибратора виброзерноочистительной машины (ВЗМ) с вертикальной осью вращения дебалансов. Для

этого требуется разработать математическую модель автоматического дебалансного вибратора для ВЗМ А.И. Петрусова ВВМ-П; методику расчета масс неподвижных и подвижных дебалансов, характеристик упругости и жесткости нелинейных пружин верхнего и нижнего дебалансов.

Методы исследования. Аналитические зависимости в работе получены на основании уравнений механики. При решении были применены пакет прикладных программ MATLAB, программа Excel, входящая в состав пакета Microsoft Office.

Результаты исследования. В наших ранее проведенных исследованиях [4, 6] для рассматриваемой ВЗМ с автоматическим дебалансным вибратором (рисунок 1) получена аналитическая зависимость амплитуды колебаний A от конструктивных, технологических и кинематических параметров машины.

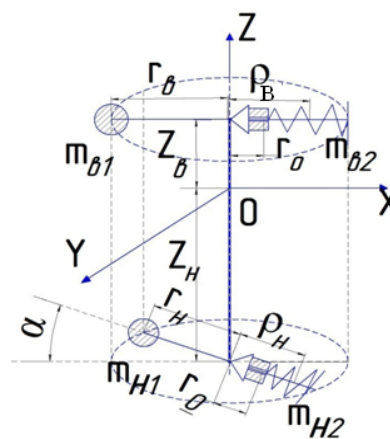


Рисунок 1

Вибратор с вертикальной осью вращения неподвижных и подвижных противоводебалансов

Выражения вертикальных и горизонтальных слагаемых амплитуды A колебаний для вибратора с неподвижным и выдвигающимся дебалансами имеют вид:

$$a_{вер} = J_y^{-1} x \left[(m_{B1} r_B - m_{B2} \rho_B)^2 z_B^2 + (m_{H1} r_H - m_{H2} \rho_H)^2 z_H^2 + 2(m_{B1} r_B - m_{B2} \rho_B)(m_{H1} r_H - m_{H2} \rho_H) z_B z_H \cos \alpha \right]^{1/2} = A \sin \varepsilon, \quad (1)$$

$$a_{zop} = m_*^{-1} \left[(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)^2 + (m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n)^2 + 2(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)(m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n) \cos \alpha \right]^{1/2} = A \cos \varepsilon, \quad (2)$$

$$A = \sqrt{a_{вep}^2 + a_{zop}^2} = \left\{ J_y^{-2} x^2 \left[(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)^2 z_e^2 + (m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n)^2 z_n^2 + 2(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)(m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n) z_e z_n \cos \alpha \right] + m_*^{-2} \left[(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)^2 + (m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n)^2 + 2(m_{e1}r_e - m_{e2}\rho_e)(m_{n1}r_n - m_{n2}\rho_n) \cos \alpha \right] \right\}^{1/2}, \quad (3)$$

где $a_{вep}$ и a_{zop} – соответственно вертикальная и горизонтальная слагаемые амплитуды A колебаний рабочего органа, м; J_y – момент инерции вибрирующей части относительно центральной горизонтальной оси Y ; x – расстояние по горизонтали от вертикальной оси Z до рассматриваемой точки рабочего органа, м; α – угол взаимного расположения дебалансов вибратора, град; m_{e1} и m_{n1} – массы соответственно верхнего и нижнего неподвижных дебалансов, кг; m_{e2} и m_{n2} – массы соответственно верхнего и нижнего подвижных дебалансов, кг; r_e и r_n – радиусы центра масс соответственно верхнего и нижнего неподвижных дебалансов, м; ρ_e и ρ_n – радиусы центра масс соответственно верхнего и нижнего по-

движных дебалансов, м; z_e и z_n – расстояние от начала координат по вертикали расположения соответственно верхних и нижних дебалансов, м; m_* – масса колеблющейся части, кг;

$\varepsilon = \arctg \frac{a_{вep}}{a_{zop}}$ – угол направленности колебаний.

Из технологических соображений расстояние x от центра рабочего органа по оси OX принимаем равным половине радиуса R рабочего органа, то есть $x = R/2$, а также учитывая, что обычно [4, 6] $r_e = r_n = r$, $\rho_e = \rho_n = \rho$ и регулирование осуществляется по гиперболическому закону $A = V/\omega$, где V – скоростной фактор для определенных групп вибрационных машин [1, 3, 5], получим из уравнения (1):

$$a_{вep} = J_y^{-1} x \left[(m_{e1}r - m_{e2}\rho)^2 z_e^2 + (m_{n1}r - m_{n2}\rho)^2 z_n^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}\rho)(m_{n1}r - m_{n2}\rho) z_e z_n \cos \alpha \right]^{1/2} = A \sin \varepsilon, \quad (4)$$

из уравнения (2):

$$a_{zop} = m_*^{-1} \left[(m_{e1}r - m_{e2}\rho)^2 + (m_{n1}r - m_{n2}\rho)^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}\rho)(m_{n1}r - m_{n2}\rho) \cos \alpha \right]^{1/2} = A \cos \varepsilon, \quad (5)$$

из уравнения (3):

$$A^2 = 0,25 J_y^{-2} R^2 \left[(m_{e1}r - m_{e2}\rho)^2 z_e^2 + (m_{n1}r - m_{n2}\rho)^2 z_n^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}\rho)(m_{n1}r - m_{n2}\rho) z_e z_n \cos \alpha \right] + m_*^{-2} \left[(m_{e1}r - m_{e2}\rho)^2 + (m_{n1}r - m_{n2}\rho)^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}\rho)(m_{n1}r - m_{n2}\rho) \cos \alpha \right] = V^2/\omega^2. \quad (6)$$

Полученные уравнения громоздкие и вызывают определенные трудности их решения. С целью упрощения этих уравнений введем следующие обозначения для экстремальных значений статических моментов неподвижного и подвижного дебалансов для граничных зон регулирования ($\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$) с учетом того, что $\rho_{\max} = r$ и $\rho_{\min} = r_0$, где r_0 – радиус центра масс подвижных дебалансов при $0 \leq \omega \leq \omega_{\min}$:

$$B = m_{e1}r - m_{e2}\rho_{\min} = m_{e1}r - m_{e2}r_0, \quad (7)$$

$$C = m_{e1}r - m_{e2}\rho_{\max} = r(m_{e1} - m_{e2}), \quad (8)$$

$$D = m_{n1}r - m_{n2}\rho_{\min} = m_{n1}r - m_{n2}r_0, \quad (9)$$

$$E = m_{n1}r - m_{n2}\rho_{\max} = r(m_{n1} - m_{n2}). \quad (10)$$

На основании вышеизложенного, учитывая, что для граничных зон ($\omega_{\max} \leq \omega \leq \omega_{\min}$) имеет место $A^{\max} = V/\omega_{\min}$ и $A^{\min} = V/\omega_{\max}$ [1, 3], имеем при $\omega = \omega_{\min}$, $\rho = r_0$ из уравнения (4):

$$(m_{e1}r - m_{e2}r_0)^2 z_e^2 + (m_{n1}r - m_{n2}r_0)^2 z_n^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}r_0)(m_{n1}r - m_{n2}r_0) z_e z_n \cos \alpha = 4V^2 J_y^2 \omega_{\min}^{-2} R^2 \sin^2 \varepsilon, \quad (11)$$

из уравнения (5):

$$(m_{e1}r - m_{e2}r_0)^2 + (m_{n1}r - m_{n2}r_0)^2 + 2(m_{e1}r - m_{e2}r_0)(m_{n1}r - m_{n2}r_0) \cos \alpha = V^2 m_*^2 \omega_{\min}^{-2} \cos^2 \varepsilon. \quad (12)$$

Аналогично при $\omega = \omega_{\max}$, $\rho = r$ (для компактного вибратора) из уравнений (4)–(5) следует:

$$(m_{e1} - m_{e2})^2 r^2 z_e^2 + (m_{n1} - m_{n2})^2 r^2 z_n^2 + 2r^2 (m_{e1} - m_{e2})(m_{n1} - m_{n2}) z_e z_n \cos \alpha = 4V^2 J_y^2 \omega_{\max}^{-2} R^2 \sin^2 \varepsilon, \quad (13)$$

$$(m_{e1} - m_{e2})^2 r^2 + (m_{n1} - m_{n2})^2 r^2 + 2r^2(m_{e1} - m_{e2})(m_{n1} - m_{n2}) \cos \alpha = V^2 m_*^2 \omega_{\max}^{-2} \cos^2 \varepsilon. \quad (14)$$

Учитывая обозначения (7)–(10), уравнения (11)–(14) примут вид:

$$B^2 z_e^2 + D^2 z_n^2 + 2BD z_e z_n \cos \alpha = 4V^2 J_y^2 \omega_{\min}^{-2} R^{-2} \sin^2 \varepsilon, \quad (15)$$

$$B^2 + D^2 + 2BD \cos \alpha = V^2 m_*^2 \omega_{\min}^{-2} \cos^2 \varepsilon, \quad (16)$$

$$C^2 z_e^2 + E^2 z_n^2 + 2CE z_e z_n \cos \alpha = 4V^2 J_y^2 \omega_{\max}^{-2} R^{-2} \sin^2 \varepsilon, \quad (17)$$

$$C^2 + E^2 + 2CE \cos \alpha = V^2 m_*^2 \omega_{\max}^{-2} \cos^2 \varepsilon. \quad (18)$$

По полученным уравнениям проведем расчет масс неподвижных и подвижных дебалансов для ВЗМ А.И. Петрусова ВВМ-П с вибратором, имеющим только неподвижные дебалансы со следующими конструктивно-кинематическими параметрами машины [4]:

$m_* = 144$ кг; $J_y = 13,05$ кг · м²; $\alpha = 60^\circ$; $m_{e1} = 1,15$ кг;

$m_{n1} = 0,726$ кг; $r_e = r_n = r = 0,11$ м; $z_e = -0,013$ м; $z_n = 0,375$ м;

$R = 0,45$ м; $V = A \omega = 0,231$ м/с – скоростной фактор для фрикционных ВЗМ; $\omega_{\min} - \omega_{\max} = 135 -$

314 рад/с – диапазон рабочих угловых скоростей.

В приведенных выше уравнениях неизвестен угол направленности ε рабочего органа, который для всех процессов сепарации семенных смесей должен оставаться постоянным. Угол ε определим из приведенных конструктивных параметров ВЗМ через слагаемые вертикальной $a_{вер}$ и горизонтальной $a_{гор}$ амплитуд колебания рабочего органа при наличии только неподвижных дебалансов, которые имеют вид [4]:

$$a_{вер} = J_y^{-1} x \sqrt{m_e^2 r_e^2 z_e^2 + m_n^2 r_n^2 z_n^2 + 2m_e r_e z_e m_n r_n z_n \cos \alpha},$$

$$a_{гор} = m_*^{-1} \sqrt{m_e^2 r_e^2 + m_n^2 r_n^2 + 2m_e r_e m_n r_n \cos \alpha}.$$

Для приведенных выше значений конструктивных параметров вибратора подсчитаем $a_{вер}$, $a_{гор}$ и $A = V / \omega$:

$a_{вер} = 0,503$ мм; $a_{гор} = 1,252$ мм; $A = 1,349$ мм.

Этой амплитуде $A = 1,349$ мм соответствует угловая скорость дебалансов $\omega = V / A = 171,2$ рад/с. Определив $tg \varepsilon = a_{вер} / a_{гор} = 0,407$, найдем угол направленности колебаний рабочего органа $\varepsilon = 21,885^\circ$.

При помощи пакета прикладных программ MATLAB решаем сначала систему из двух уравнений (15) и (16), а затем систему также из двух уравнений (17) и (18), получим:

$$\begin{aligned} B &= 0,16048, C = 0,068997, \\ D &= 0,10131, E = 0,043558. \end{aligned} \quad (19)$$

Тогда, приравняв экстремальные значения статических моментов неподвижного и подвижного дебалансов найденным значениям (19) в соответствии с выражениями (7)–(10), получим систему уравнений:

$$\begin{cases} m_{e1} r - m_{e2} r_0 = 0,16048 \\ r(m_{e1} - m_{e2}) = 0,068997 \\ m_{n1} r - m_{n2} r_0 = 0,10131 \\ r(m_{n1} - m_{n2}) = 0,043558. \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} &\rho^2 [(m_{e2}^2 z_e^2 + m_{n2}^2 z_n^2 + 2m_{e2} m_{n2} z_e z_n \cos \alpha) \cdot 0,25 R^2 J_y^{-2} m_*^2 + (m_{e2}^2 + m_{n2}^2 + 2m_{e2} m_{n2} \cos \alpha)] - \\ &- \rho [(m_{e1} m_{e2} z_e^2 + m_{n1} m_{n2} z_n^2 + m_{e1} m_{n2} z_e z_n \cos \alpha + m_{e2} m_{n1} z_e z_n \cos \alpha) \cdot 0,5 r R^2 J_y^{-2} m_*^2 + \\ &+ 2r(m_{e1} m_{e2} + m_{n1} m_{n2} + m_{e1} m_{n2} \cos \alpha + m_{e2} m_{n1} \cos \alpha)] + [0,25 r^2 R^2 J_y^{-2} m_*^2 (m_{e1}^2 z_e^2 + m_{n1}^2 z_n^2 + \\ &+ 2m_{e1} m_{n1} z_e z_n \cos \alpha) + r^2 (m_{e1}^2 + m_{n1}^2 + 2m_{e1} m_{n1} \cos \alpha)] - V^2 \omega^{-2} m_*^2 = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Нетрудно убедиться, что система уравнений (20) для ВЗМ А.И. Петрусова с автоматическим вибратором при указанных конструктивных параметрах неподвижных дебалансов $m_{e1} = 1,15$ кг, $m_{n1} = 0,726$ кг, $r = 0,11$ м не имеет решения. В самом деле, значения m_{e1} и m_{n1} нужно пропорционально увеличивать, так как при угловой скорости $\omega = \omega_{\min} = 135$ рад/с амплитуда должна быть больше, чем при $\omega = 171,2$ рад/с, в соответствии с гиперболическим законом. В таком случае система уже будет совместной, она будет иметь бесконечно много решений. Например, при $r_0 = 0,02$ м, $r = 0,11$ м система (20), решенная, например, методом Гаусса, будет иметь следующее решение:

$$\begin{aligned} m_{e1} &= 1,64372 \text{ кг}, \\ m_{n1} &= 1,03767 \text{ кг}, \\ m_{e2} &= 1,01648 \text{ кг}, \\ m_{n2} &= 0,64169 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Чтобы найти зависимость радиуса ρ выдвигения центра масс подвижных дебалансов от угловой скорости ω , преобразуем уравнение (6), получим следующее квадратное относительно ρ уравнение:

Решить уравнение (21) можно при помощи различных программных продуктов. Для проведения расчетов мы применили широко распространенную программу Excel, входящую в состав пакета Microsoft Office.

Уравнение (21) имеет вид: $M\rho^2 - N\rho + P = 0$. Если дискриминант этого уравнения положительный, то уравнение имеет два корня. В нашем случае дискриминант уравнения действительно положительный и корни находятся по формуле: $\rho_{1,2} = \frac{N \pm \sqrt{N^2 - 4MP}}{2M}$. Проведя расчеты для различных значений ω в интервале от 135 рад/с до 314 рад/с с шагом 15 рад/с, мы

также для всех ω получаем два значения ρ , но одно из них больше 0,11 м, а другое меньше. По смыслу задачи значение ρ больше 0,11 м быть не может, поэтому выбираем значение ρ , меньшее 0,11 м.

Таким образом, по полученным параметрам масс подвижных и неподвижных дебалансов найдены значения радиуса центра масс ρ подвижных дебалансов в зависимости от конструктивно-кинематических параметров при условии одновременного и равного сжатия обеих пружин. Найденные значения ρ представлены численно в таблице 1 и графически на рисунке 2.

Таблица 1 Зависимости полной амплитуды A и радиуса ρ выдвигения центра масс подвижных дебалансов от угловой скорости ω

ω , рад/с	A , 10^{-4} м	ρ , 10^{-2} м
135	17,13	2,00
150	15,41	3,58
165	14,01	4,87
180	12,84	5,95
195	11,86	6,86
210	11,01	7,64
225	10,28	8,31
240	9,63	8,91
255	9,07	9,43
270	8,56	9,89
285	8,11	10,31
300	7,71	10,68
314	7,36	11,00

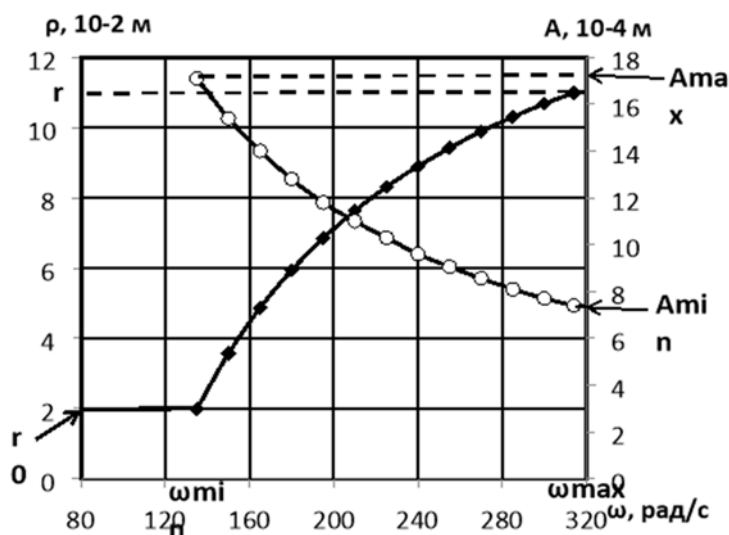


Рисунок 2

АЧХ ВЗМ ВВМ-П с автоматическим вибратором в диапазоне рабочих частот: \blacklozenge $\rho(\omega)$; \circ $A(\omega)$

На рисунке 2 для диапазона частот $\omega = 135$ – 314 рад/с также приведена АЧХ ВЗМ, изменяющаяся по гиперболическому закону с уменьшением амплитуды с 1,71 мм до 0,74 мм. Из рисунка 2 видно, что до достижения частоты ω_{\min} подвижные дебалансы находятся в покое, при-

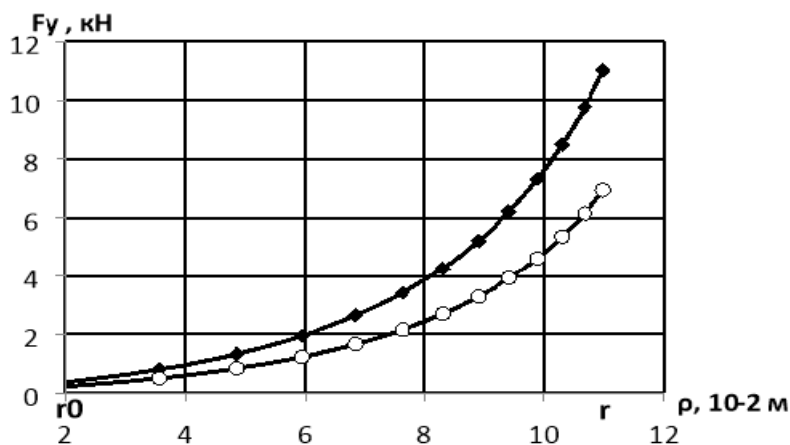
жатые предварительно поджатыми пружинами на радиусе покоя r_0 . По мере увеличения частоты с ω_{\min} до ω_{\max} противовдебалансы, постепенно выдвигаясь, доходят до крайнего положения, равного радиусу центра масс неподвижного дебаланса $\rho = r$, обеспечивая уменьшение ам-

плитуды колебаний рабочего органа до минимального значения. Упругая сила F_y противодействующих нелинейных пружин подвижных дебалансов в статических режимах работы ВЗМ определяется центробежными силами этих дебалансов $F_{yв} = m_{в2} \rho \omega^2$ и $F_{yн} = m_{н2} \rho \omega^2$. Жесткость верхней пружины находится по формуле $K_B(\rho) = \frac{1}{\rho} F_{yв}$, а жесткость нижней – по формуле

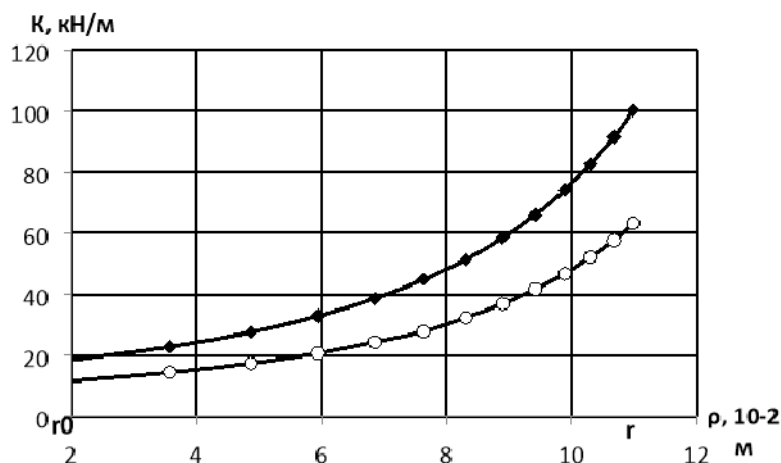
$K_H(\rho) = \frac{1}{\rho} F_{yн}$. Полученные значения упругой силы и коэффициента жесткости нелинейных пружин в зависимости от радиуса центра масс подвижных дебалансов приведены в таблице 2 и на рисунках 3 и 4, из которых видно, что характеристики упругости и жесткости для нелинейной пружины верхнего дебаланса имеют большее значение.

Таблица 2 Зависимость упругой силы и жесткости нелинейных пружин

ω , рад/с	ρ , 10^{-2} м	$F_{yв}$, кН	$F_{yн}$, кН	$K_B(\rho)$, кН/м	$K_H(\rho)$, кН/м
135	2,0	0,370	0,234	18,525	11,695
150	3,58	0,818	0,517	22,871	14,438
165	4,87	1,348	0,851	27,674	17,470
180	5,95	1,958	1,236	32,934	20,791
195	6,86	2,651	1,673	38,652	24,400
210	7,64	3,424	2,162	44,827	28,299
225	8,31	4,279	2,701	51,459	32,486
240	8,91	5,215	3,292	58,549	36,961
255	9,43	6,233	3,935	66,097	41,726
270	9,89	7,331	4,628	74,101	46,779
285	10,31	8,512	5,373	82,564	52,121
300	10,68	9,773	6,170	91,483	57,752
314	11,0	11,024	6,959	100,221	63,268



Характеристика упругости нелинейных пружин: \blacklozenge $F_{yв}(\rho)$; \circ $F_{yн}(\rho)$



Зависимость коэффициента жесткости нелинейных пружин от деформации: \blacklozenge K_B ; \circ K_H

Это обусловлено большей массой верхнего подвижного дебаланса относительно нижнего. Характеристики упругости и жесткости, полученные в числовых выражениях, позволяют рассчитать параметры нелинейных пружин.

Также из графиков видно, что при $\rho = r_0$ пружины должны быть смонтированы предварительно сжатыми с усилием 370,5 Н у верхнего и 233,9 Н у нижнего дебаланса.

Библиографический список

1. Яруллин, Р.Б. Интенсификация технологических процессов АПК с использованием вибромашины [Текст] / Р.Б. Яруллин // Техника в сельском хозяйстве. 2007. № 6. С. 53–54.

2. Яруллин, Р.Б. Динамика вибрационных зерноочистительных машин (проблемы электропривода) [Текст] / Р.Б. Яруллин. Уфа: Уфимская государственная академия экономики и сервиса, 2007. 189 с.

3. Мулюков, А.Р. Роль вибрации в интенсификации технологических процессов [Текст] / А.Р. Мулюков, Р.Б. Яруллин // Наука сегодня: теория и практика. Сборник науч. тр. междунар. заочн. науч.-практ. конф. Уфа: Уфимский государственный университет экономики и сервиса, 2015. С. 65–67.

4. Яруллин, Р.Б. Виброзерноочистительная машина с вертикальной осью вращения дебалансов с регулируемыми конструктивными параметрами вибратора [Текст] / Р.Б. Яруллин //

Выводы. Получена математическая модель для статического режима работы автоматического дебалансного вибратора ВЗМ ВВМ-П. Разработана методика расчета конструктивных параметров элементов автоматического вибратора. Для автоматического вибратора ВЗМ ВВМ-П рассчитаны массы неподвижного и подвижного дебалансов. Рассчитаны характеристики упругости и жесткости нелинейных пружин верхнего и нижнего подвижных дебалансов автоматического вибратора.

Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2015. № 2 (34). С. 87–90.

5. Яруллин, Р.Б. К вопросу проектирования саморегулируемого инерционного вибратора асинхронного электропривода вибромашин [Текст] / Р.Б. Яруллин, Р.П. Сафин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2014. Т. 10. № 3. С. 30–37.

6. Яруллин, Р.Б. Автоматический вибратор частотно-регулируемого асинхронного электропривода вибромашины с вертикальной осью вращения дебалансов [Текст] / Р.Б. Яруллин, А.Р. Мулюков // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2016. № 3. Т. 12. С. 36–43.

7. Яруллин, Р.Б. К вопросу динамической характеристики асинхронного двигателя [Текст] / Р.Б. Яруллин, А.В. Линенко // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2013. Т. 9. № 2. С. 42–46.

Сведения об авторах

1. **Яруллин Ринат Бариевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры управления и сервиса в технических системах института экономики и сервиса ФГБОУ ВО Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, ул. Чернышевского, д. 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

2. **Сафин Рашид Рафаилович**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры математики ФГБОУ ВО Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа, ул. Чернышевского, д. 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

В технологических процессах агропромышленного комплекса применение вибраций наиболее изучено при послеуборочной обработке семян, особенно в процессах освобождения семян культурных растений от трудноотделимых примесей и схожих семян сорняков. При обработке семенных смесей различного вида и состояния на виброзерноочистительной машине требуется плавно регулировать параметры вибрации (частоту и амплитуду), причём установлено, что зависимость амплитуды от частоты колебаний при этом необходимо уменьшать по гиперболической зависимости. Если регулирование частоты колебаний рабочего органа эффективно осуществляется частотно-регулируемым

асинхронным электроприводом, то в существующих виброзерноочистительных машинах амплитуда колебаний устанавливается сменой массы дебалансов вручную и только во время остановки машины. Поэтому автоматизация уменьшения амплитуды с увеличением частоты во время работы машины по гиперболическому закону является актуальной. На примере виброзерноочистительной машины ВВМ-П с вертикальной осью вращения дебалансов разработан автоматический дебалансный вибратор. Получена математическая модель, разработана методика расчёта и проведен расчёт конструктивных параметров автоматического вибратора.

R. Yarullin, R. Safin

CALCULATION OF DESIGN PARAMETERS FOR AN AUTOMATIC UNBALANCED-MASS VIBRATION GENERATOR OF AN OSCILLATING GRAIN CLEANER WITH A VERTICAL ROTATION AXIS

Key words: *oscillating grain cleaner; amplitude; oscillation frequency; vibration generator; unbalance; mass; radius; spring; elasticity; spring force.*

Authors' personal details

1. **Yarullin Rinat**, Doctor of technical sciences, associate professor, professor of the Management and Service in Technical Systems department of Economics and Service Institute. Ufa State Petroleum Technological University. Ufa, Chernyshevskogo st., 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

2. **Safin Rashit**, Doctor of technical sciences, associate professor, professor of the Mathematics department. Ufa State Petroleum Technological University. Ufa, Chernyshevskogo st., 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

Use of vibration in farming operations is well studied for post-harvest seed treatment especially in separating seeds of cultivated plants from non-separated impurities and similar weed seeds. When processing seed mixtures of various species and conditions on grain cleaners it is required to adjust vibration parameters (frequency and amplitude) smoothly. It was found that the amplitude dependence on oscillation frequency must be decreased by a hyperbolic function. While oscillation frequency of the working element is effectively regulated by an asynchronous electric drive, vibration amplitude

in existing oscillating grain cleaners is set by changing the unbalance mass manually and only during a stop. Therefore, automated reduction of the amplitude with increasing frequency during machine operation according to the hyperbolic law can be considered as an acute problem. We developed an automatic unbalanced vibration generator on the basis of an oscillating grain cleaner VVM-P with a vertical rotation axis. There is a mathematical model, a calculation method as well as design parameters of an automatic vibration generator.

© Яруллин Р.Б., Сафин Р.Р.