УДК 631.361.75:621.396.677.3

DOI: 10.31563/1684-7628-2018-47-3-138-144

Р.Б. Яруллин, Р.Р. Сафин, В.Г. Урманов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО ВИБРАТОРА ВИБРОМАШИНЫ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ ДЕБАЛАНСОВ

Ключевые слова: вибромашина; вибратор; амплитуда и частота колебаний; дебаланс; радиус; масса; пружина; упругость; жесткость.

Введение. Вибрационные машины (ВМ) обладают рядом достоинств, основными из которых являются [1]: высокая производительность при минимальных энергозатратах, интенсификация в десятки и сотни раз многих технологических процессов; совмещение в одних и тех же технологических процессах нескольких функций; реализация некоторых технологических процессов, в которых вибрация имеет решающее значение, либо без нее процессы вообще неосуществимы, либо нерентабельны. Поэтому ВМ нашли широкое применение во всех областях техники и продолжают бурно развиваться, осваивая все новые сферы (микробиология, в хирургии вырезание органов сфокусированным ультразвуком, космическая технология, создание новых материалов), включая и технологические процессы в аграрном секторе, и расцениваются сейчас как основа технологии будущего. При этом установлено, что низким частотам соответствуют большие амплитуды (от нескольких до десятков сантиметров), высоким – малые амплитуды колебаний (миллиметры и доли миллиметра), и они изменяются в зависимости от вида вибропроцессов и состояния обрабатываемых материалов [2–8]. По режиму работы ВМ бывают [2–5] дорезонансные, околорезонансные, резонансные и зарезонансные. С энергетической точки зрения наиболее эффективен резонансный режим работы ВМ. Однако слабым местом таких ВМ является неустойчивая амплитуда вибрации. Поэтому предпочтение исследователями отдается зарезонансным ВМ, у которых амплитуда колебаний рабочего органа (РО) не зависит от технологической нагрузки обрабатываемого материала и остается постоянной. Наиболее универсальными для ВМ с регулированием частоты и амплитуды колебаний РО считаются [2–5] инерционные вибраторы. Поэтому из известных нам более чем ста исследований вибропроцессов в агросекторе [5] установлено,

что в основном (более 63 %) в качестве источника вибрации используются инерционные вибраторы, 12,1 % – эксцентриковые, 9,73 % – электромагнитные. Среди приводных двигателей ВМ преимущественное применение (более 71 %) нашли асинхронные двигатели (АД) с механическим способом регулирования скорости промежуточной передачи. Регулирование амплитуды колебаний при этом осуществляется в основном вручную изменением массы дебалансов и только во время остановки агрегата. 57 % исследований [4, 5] посвящено процессам послеуборочной обработки зерновых смесей, при котором семена I класса можно получить за 1–2 пропуска, эффективно избавляя от трудноотделимых примесей и семян сорняков семена основной сельхозкультуры. При этом установлено, что для эффективной обработки различных зерновых смесей на одной ВМ необходимо плавно регулировать как частоту, так и амплитуду колебаний РО [9, 10], выдерживая нелинейную их взаимосвязь по гиперболическому закону [4, 5]. На наш взгляд, плавное регулирование частоты колебаний целесообразно осуществлять изменением частоты тока приводного АД полупроводниковыми преобразователями с учетом статической механической характеристики двигателя. Тогда как при пуско-остановочных переходных процессах зарезонансной ВМ АД необходимо исследовать с учетом его динамической механической характеристики [5, 11]. На основании изложенного выше в дальнейших наших исследованиях рассматривается зарезонансная ВМ с инерционным вибратором с приводом от частотно-регулируемого АД. Амплитуда колебаний РО зарезонансных ВМ [2–5] не зависит от частоты колебаний и регулируется массой m , радиусом r центра масс дебаланса и может изменяться с изменением колеблющейся массы m_* . Проведенные [2, 4, 5, 12] опыты показали, что колеблющаяся масса m_* за счет неболь-

шой доли (0,05–0,15) массы материала нагрузки не оказывает заметного влияния на амплитуду колебаний РО ВМ и им можно пренебречь. Установлено [4, 5], что наиболее эффективно регулирование амплитуды достигается изменением радиуса центра массы ρ подвижного дебаланса.

Цель и задачи исследования. Цель исследования – разработать методику расчета параметров автоматического вибратора вибромашины с вертикальной осью вращения дебалансов. Для этого по разработанной математической модели автоматического вибратора на примере виброзерноочистительной машины ВВМ-П А.И. Петрусова [9, 13] необходимо провести расчет масс подвижных и неподвижных дебалансов, характеристик упругости и жесткости нелинейных пружин и исследовать влияние на эти параметры основных технологических и

конструктивно-кинематических характеристик вибромашины.

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. Регулирование амплитуды колебаний по гиперболическому закону изменением радиуса центра массы предлагается достичь установкой двух подвижных противоводебалансов $m_{\theta 2}$ и $m_{\theta 1}$ [4–7, 14], поджатых к оси вращения пружинами с нелинейной характеристикой жесткости (рисунок 1) [15]. Получены аналитические зависимости [15] амплитуды колебаний A (1) для гиперболического закона регулирования:

$$A^2 = a_{\theta}^2 + a_z^2 = \{0,25J_y^{-2}R^2 [(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)^2 z_{\theta}^2 + (m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)^2 z_n^2 + 2(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)z_{\theta}z_n \cos \alpha] + \{m_*^{-2}[(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)^2 + (m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)^2 + 2(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho)(m_{\theta 1}r - m_{\theta 2}\rho) \cos \alpha] \} = V^2 / \omega^2, \quad (1)$$

где J_y – момент инерции вибрирующей части относительно центральной горизонтальной оси Y , кг · м²; R – радиус рабочего органа, м; r_{θ} и r_n – радиусы центра масс соответственно верхнего $m_{\theta 1}$ и нижнего $m_{\theta 1}$ неподвижных дебалансов, м; ρ_{θ} и ρ_n – радиусы центра масс соответственно верхнего и нижнего подвижных дебалансов, м;

$\varepsilon = \arctg \frac{a_{\theta}}{a_z}$ – угол направленности колебаний,

град; V – скоростной фактор в зависимости от типа ВМ [4, 5], равный $V = A \cdot \omega$, м/с; ω – угловая скорость дебалансов, рад/с; r_0 – радиус центра масс подвижных дебалансов в состоянии покоя, м; Z_{θ} и Z_n – смещение по вертикали от начала координат соответственно верхних и нижних дебалансов, м; α – угол взаимного расположения дебалансов, град; m_* – масса вибрирующей части, кг.

Из уравнения (1) получены зависимости горизонтальной a_z и вертикальной a_{θ} составляемых амплитуды A для граничных зон ($\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$) гиперболического закона ($A_{\max} = A / \omega_{\min}$ и $A_{\min} = A / \omega_{\max}$) регулирования.

По полученным уравнениям проведен расчет масс неподвижных и подвижных дебалансов для зерноочистительной ВМ А.И. Петрусова ВВМ-П со следующими конструктивно-кинематическими параметрами [3]: $m_* = 144$ кг; $J_y = 13,05$ кг · м²; $\alpha = 60^\circ$; $m_{\theta 1} = 1,15$ кг; $\varepsilon = 21,89^\circ$; $m_{\theta 1} = 0,726$ кг; $r_{\theta} = r_n = r = 0,11$ м; $z_{\theta} = -0,013$ м; $z_n = 0,375$ м; $R = 0,45$ м; $V = A\omega = 0,231$ м/с – скоростной фактор ВВМ-П с фрикционными РО [5], для которых диапазон рабочих угловых скоростей $\omega_{\min} - \omega_{\max} = 135 - 314$ рад/с; параметры вибрато-

ции конкретного технологического процесса, на который настроена ВВМ-П, составляет $\omega_{\text{раб}} = 171,2$ рад/с; $A_{\text{раб}} = 1,35$ мм.

Рисунок 1

Вибратор ВМ с вертикальной осью вращения неподвижных и подвижных противоводебалансов

В результате расчетов методом Гаусса получили массы дебалансов автоматического вибратора при условии проектирования компактного вибратора $\rho_{\max} = r$, приняв $r_0 = 0,02$ м; $m_{\theta 1} = 1,64372$ кг; $m_{\theta 1} = 1,03767$ кг; $m_{\theta 2} = 1,01648$ кг; $m_{n2} = 0,64169$ кг.

Для проектирования автоматического вибратора также требуется знать характер изменения упругой силы и коэффициента жесткости нелинейных пружин подвижных дебалансов. Упругая сила F_y и коэффициент жесткости противодействующих нелинейных пружин подвижных дебалансов в статических режимах работы ВМ опре-

деляются центробежными силами этих дебалансов $F_{yв} = m_{в2}\rho\omega^2$; $F_{yн} = m_{н2}\rho\omega^2$ и $K_B(\rho) = \frac{1}{\rho}F_{yв}$ и

$$\begin{aligned} &\rho^2 \left[(m_{в2}^2 z_{в}^2 + m_{н2}^2 z_{н}^2 + 2m_{в2}m_{н2}z_{в}z_{н} \cos \alpha) \cdot 0,25R^2 J_y^{-2} m_*^2 + (m_{в2}^2 + m_{н2}^2 + 2m_{в2}m_{н2} \cos \alpha) \right] - \\ &- \rho \left[(m_{в1}m_{в2}z_{в}^2 + m_{н1}m_{н2}z_{н}^2 + m_{в1}m_{н2}z_{в}z_{н} \cos \alpha + m_{в2}m_{н1}z_{в}z_{н} \cos \alpha) \cdot 0,5rR^2 J_y^{-2} m_*^2 + \right. \\ &+ 2r(m_{в1}m_{в2} + m_{н1}m_{н2} + m_{в1}m_{н2} \cos \alpha + m_{в2}m_{н1} \cos \alpha) \left. \right] + [0,25r^2 R^2 J_y^{-2} m_*^2 (m_{в1}^2 z_{в}^2 + m_{н1}^2 z_{н}^2 + \\ &+ 2m_{в1}m_{н1}z_{в}z_{н} \cos \alpha) + r^2 (m_{в1}^2 + m_{н1}^2 + 2m_{в1}m_{н1} \cos \alpha)] - V^2 \omega^{-2} m_*^2 = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Из рисунка 2 видно, что до достижения частоты $\omega_{\min}$ подвижные дебалансы находятся в покое, удерживаемые предварительно поджатыми пружинами, на радиусе покоя r_0 .

Рисунок 2

АЧХ ВВМ-П с автоматическим вибратором
в диапазоне рабочих частот: —◆— $\rho(\omega)$; —○— $A(\omega)$

Рисунок 3

Характеристики нелинейных пружин от деформации:

а) упругости —◆— $F_{ув}(\rho)$; —○— $F_{ун}(\rho)$; б) коэффициента жесткости —◆— $K_в$; —○— $K_н$

Результаты расчетов по полученным аналитическим зависимостям непосредственно применимы при реконструкции вибратора существующей ВМ. При проектировании новой ВМ с автоматическим вибратором важно знать тенденцию изменения массо-габаритных параметров автоматического вибратора в зависимости от основных технологических и конструктивно-кинематических характеристик ВМ. В связи с этим нами проведены исследования влияния скоростного фактора V (рисунок 4), угла взаим-

ного расположения дебалансов α (рисунок 5), угла направленности колебаний ε (рисунок 6), массы вибрирующей части m_* (рисунок 7) ВМ на массы верхних $m_{в1}$, $m_{в2}$ и нижних $m_{н1}$, $m_{н2}$ дебалансов, радиус подвижных дебалансов ρ и коэффициенты жесткости $K_в$ и $K_н$ нелинейных пружин вибратора. При этом параметры ВМ варьировались в основном как в большую, так и в меньшую сторону от значения, которую имеют эти параметры у ВВМ-П А.И. Петрусова. Из рисунков 2–3 следует что при скорости $\omega_{\max}$ ам-

По мере увеличения частоты с $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$ противодебалансы, постепенно выдвигаясь, доходят до крайнего положения, равного радиусу центра масс неподвижного дебаланса $\rho = r$, обеспечивая уменьшение амплитуды колебаний рабочего органа с максимального $A_{\max} = 1,71$ мм до минимального значения $A_{\min} = 0,74$ мм. Полученные значения упругой силы и коэффициента жесткости нелинейных пружин в зависимости от радиуса центра масс подвижных дебалансов приведены на рисунках 3а и 3б, на которых видно, что характеристики упругости и жесткости для нелинейной пружины верхнего дебаланса имеют большее значение. 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 дебалансов.

плитуда $A_{\min}$, радиус подвижного дебаланса $\rho_{\max} = r$ и следовательно упругая сила F_y и коэффициенты жесткости K_v , K_n имеют наибольшие значения. Поэтому все расчеты проводились при $\omega_{\max} = 314$ рад/с для выявления значений $F_{\max}$ и $K_{\max}$, соответствующих самому напряженному состоянию нелинейных пружин подвижных дебалансов, а также проверки выполнения условия проектирования компактного вибратора ($\rho_{\max} = r = \text{const}$).

Из рисунка 4 видно, что с увеличением скоростного фактора, связанного с большими ам-

плитудами колебаний РО ВМ групп техпроцессов с одним и тем же скоростным фактором [5], массы всех дебалансов (рисунок 4а) и следовательно коэффициенты жесткости нелинейных пружин (рисунок 4б) линейно возрастают – соблюдается условие компактного вибратора $\rho = r = 0,11$ м. Угол взаимного расположения дебалансов α определяет траекторию движения частиц на РО. Целесообразны траектории в виде спирали [2, 3, 12], расходящиеся от центра ($0 \leq \alpha \leq 80^\circ$) и сходящиеся к центру ($80^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$).

Рисунок 4

Влияние скоростного фактора при $\omega = 314$ рад/с на: а) массы дебалансов вибратора; б) жесткость нелинейных пружин и радиус центра масс подвижных дебалансов

Рисунок 5

Влияние угла взаимного расположения дебалансов при $\omega = 314$ рад/с на: а) массы дебалансов вибратора; б) жесткость нелинейных пружин и радиус центра масс подвижных дебалансов

Поэтому угол α в известных нам исследованиях [2, 3, 12, 13] находился в пределах 30° – 75° (подача сепарируемого материала к центру РО) и 130° – 160° (подача материала на периферийную зону РО). Из рисунка 5 следует, что при проектировании автоматического вибратора более предпочтительно подачу сепарируемого материала осуществлять к центру РО ($\alpha = 30^\circ$ – 75°), где массы верхних дебалансов m_{v1} и m_{v2} (рисунок 5а) имеют меньшие значения при незначительном росте m_{n1} и m_{n2} . Аналогичная ситуация и с коэффициентами жесткости K_v и K_n (рисунок 5б) при неизменном радиусе $\rho_{\max} = r = 0,11$ м подвижных дебалансов.

Угол направленности колебаний $\varepsilon = \arctg \frac{a_v}{a_c}$ определяет соотношение вертикальной и гори-

зонтальной составляющих амплитуды колебаний РО. При $\varepsilon = 0$ происходит только передвижение (транспортировка) частиц по РО без сепарации. Тогда как при $\varepsilon = 90^\circ$ перемещение частиц по РО отсутствует и они только подбрасываются вертикально. На ВВМ-П угол направленности колебаний $\varepsilon = 21,89^\circ$. Как видно из рисунка 6а, с уменьшением $\varepsilon < 21,89^\circ$ массы m_{v1} и m_{v2} верхних дебалансов возрастают, тогда как массы m_{n1} и m_{n2} нижних дебалансов при этом уменьшаются до нуля. При увеличении $\varepsilon > 21,89^\circ$ все происходит наоборот. Такую же закономерность имеют коэффициенты жесткости K_v и K_n (рисунок 6б) при постоянном радиусе $\rho_{\max} = r = 0,11$ м подвижных дебалансов.

Масса колеблющейся части m_* для ВМ резонансного режима работы совместно с массой m и радиусом дебаланса r определяет амплитуду

колебаний по выражению $a = mr / m_*$ [2–5]. Если учесть, что при постоянной рабочей скорости $\omega_p = \text{const}$ и амплитуда $a = \text{const}$, тогда масса дебаланса $m = am_* / r$ прямо пропорциональна массе m_* колеблющейся части, что и видно из рисунка 7а. Это положение относится только к массам

m_{e1} и m_{e2} верхних дебалансов, тогда как массы m_{n1} и m_{n2} нижних дебалансов при этом остаются без изменения. Такая же закономерность наблюдается соответственно и у коэффициентов жесткости K_e и K_n (рисунок 7б) при соблюдении условия компактного вибратора $\rho_{\max} = r = 0,11$ м.

Рисунок 6

Влияние угла направленности колебаний при $\omega = 314$ рад/с на: а) массы дебалансов вибратора; б) жесткость нелинейных пружин и радиус центра масс подвижных дебалансов

Рисунок 7

Влияние массы вибрирующей части при $\omega = 314$ рад/с на: а) массы дебалансов вибратора; б) жесткость нелинейных пружин и радиус центра масс подвижных дебалансов

Вывод. По полученным аналитическим зависимостям автоматического вибратора ВМ с вертикальной осью вращения дебалансов для ВВМ-П А.И. Петрусова рассчитаны массы дебалансов, радиус центра масс подвижных дебалансов, упругая сила и коэффициент жесткости нелинейных пружин вибратора. Исследовано влияние на параметры автоматического вибратора,

соответствующие самому напряженному состоянию нелинейных пружин подвижных дебалансов технологических, конструктивно-кинематических характеристик ВВМ-П. Полученные результаты исследования позволяют спроектировать ВМ с автоматическим вибратором с рациональными параметрами.

Библиографический список

1. Фролов, К.В. Многоликий мир вибрации [Текст] / К.В. Фролов // Наука и человечество. М.: Знание, 1985. С. 241–259.
2. Заика, П.М. Вибрационные зерноочистительные машины. Теория и расчет [Текст] / П.М. Заика. М.: Машиностроение, 1967. 144 с.
3. Заика, П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин [Текст] / П.М. Заика. М.: Машиностроение, 1977. 144 с.
4. Яруллин, Р.Б. Динамика вибрационных машин с регулируемыми параметрами (про-

блемы электропривода) [Текст] / Р.Б. Яруллин. Уфа: Уфимск. гос. академия экономики и сервиса, 2007. 189 с.

5. Яруллин, Р.Б. Повышение эффективности асинхронного электропривода с регулируемыми параметрами в технологических процессах АПК (на примере виброзерноочистительных машин) [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / Р.Б. Яруллин. Челябинск, 2011. 287 с.

6. Яруллин, Р.Б. Асинхронный электропривод многорешетной виброзерноочистительной

машины с регулируемыми параметрами [Текст] / Р.Б. Яруллин // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2013. Т. 9. № 1. С. 52–60.

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

8. Аипов, Р.С. Мехатроника безредукторного электропривода зерноочистительной машины с плоским качающимся решетом [Текст] / Р.С. Аипов, Р.Б. Яруллин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2017. № 2 (42). С. 53–57.

9. Трофимченко, Ю.И. К вопросу выбора рабочего режима вибрационных решет [Текст] / Ю.И. Трофимченко // Механизация процессов сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. ХИМЭСХ. Вып. 17. Харьков, 1971. С. 198–202.

10. Листопад, Г.Е. Вибросепарация зерновых смесей [Текст] / Г.Е. Листопад. Волгоград: Волгоградское книгоизд-во, 1963. 120 с.

11. 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.

12. Заика, П.М. Установка для определения влияния основных факторов на пропускную способность решет вибрационной зерноочистительной машины [Текст] / П.М. Заика // Механизация процессов сельскохозяйственного производства: сб. науч. тр. ХИМЭСХ. Вып. 15. Харьков, 1971. С. 65–78.

13. Петрусов, А.И. Зернообрабатывающие высокочастотные вибрационные машины [Текст] / А.И. Петрусов. М.: Машиностроение, 1975. 39 с.

14. Яруллин, Р.Б. Виброзерноочистительная машина с вертикальной осью вращения дебалансов с регулируемыми конструктивными параметрами вибратора [Текст] / Р.Б. Яруллин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2015. № 2 (34). С. 87–90.

15. Яруллин, Р.Б. Расчет конструктивных параметров автоматического дебалансного вибратора виброзерноочистительной машины с вертикальной осью вращения [Текст] / Р.Б. Яруллин, Р.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2017. № 4 (44). С. 84–90.

Сведения об авторах

1. **Яруллин Ринат Бариевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры электрических машин и электрооборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, г. Уфа, 50-летия Октября, д. 34, e-mail: rinat.jarullin.48@list.ru.

2. **Сафин Рашид Рафаилович**, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой цифровой технологии и моделирования, ФГБОУ ВО Уфимский государственный нефтяной университет. Уфа, ул. Чернышевского, 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

3. **Урманов Виль Губаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры механики и инженерной графики, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 450001, г. Уфа, 50-летия Октября, д. 34, e-mail: uvgs55@mail.ru.

Вибрационные машины в силу своих достоинств нашли широкое применение во всех областях техники и расцениваются сейчас как основа технологии будущего. Предпочтение исследователями отдается резонансным вибромашинам. Наибольшее применение нашли вибромашины с инерционными вибраторами, приводящиеся в движение асинхронными двигателями. Основными кинематическими параметрами вибрации считаются частота и амплитуда колебаний рабочего органа. Применение вибрации в агросекторе наиболее изучено в процессах освобождения семян культурных растений от трудноотделимых примесей и схожих семян сорняков. При этом требуется плавно регулировать амплитуду частоты колебаний по гиперболической зависимости. Если регулирование частоты колебаний рабочего органа можно эффективно осуществ-

лять частотно-регулируемым асинхронным электроприводом, то амплитуда колебаний устанавливается в основном сменой массы дебалансов вручную и только во время остановки машины. Одновременное регулирование амплитуды колебаний рабочего органа с изменением частоты предлагается проводить автоматическим инерционным вибратором с выдвигающимися в зависимости от скорости подпружиненными противодебалансами. На практике широкое применение нашли вибромашины с вертикальной осью вращения дебалансов, у которых ось рабочего органа движется по образующей однополосного гиперболоида. Для такой вибромашины получена математическая модель автоматического вибратора. На примере виброзерноочистительной машины ВВМ-П А.И. Петрусова проведены расчеты масс подвижных и не-

подвижных дебалансов, радиуса выдвижения центра массы подвижных дебалансов, характеристик упругости и жесткости нелинейных пружин вибратора. Поэтому задача расчета параметров автоматического вибратора для таких вибромашин с учетом влияния характеристик самой вибромашины как при усовершенствовании

существующих, так и проектировании новых является актуальной. Исследовано влияние на параметры вибратора технологических и конструктивно-кинематических характеристик вибромашины для самого напряженного режима работы пружин дебалансов и разработана методика расчета.

R. Yarullin, R. Safin, V. Urmanov

DESIGN THE AUTOMATIC VIBRATOR OF THE VIBROCAR WITH THE VERTICAL AXIS OF ROTATION THE IMBALANCE

Key words: *vibrocar; vibrator; amplitude and frequency of fluctuation; imbalance; radius; weight; spring; resilience; inflexibility.*

Authors' personal details

1. **Yarullin Rinat**, Doctor of technical sciences, assistant professor, professor of chair electric cars and electrical equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University». Ufa, 50-letiya Oktyabrya St., 34, e-mail: rinat.jarullin.48@list.ru.

2. **Safin Rashit**, Doctor of technical sciences, assistant professor, head of the department digital technology and modeling, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Ufa State Petroleum Technological University», Ufa, Chernyshevsky St., 145, e-mail: safin_rr@mail.ru.

3. **Urmanov Vil**, Candidate of technical sciences, assistant professor of chair mechanics and engineering graphics, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University». Ufa, 50-letiya Oktyabrya St., 34, e-mail: uvg55@mail.ru.

Vibrational machines owing to the advantages found broad application in all fields of technique and are regarded as a basis of technology of the future now. Researchers to behind resonant vibromachines give preference. The greatest application was found by the vibromachines with inertial vibrators setting in motion asynchronous engines. The key kinematic parameters of vibration read the frequency and a vibration amplitude of a working body. Application of vibration in agricultural sector is most studied in processes of release of seeds of cultural plants from hardly separable impurity and similar seeds of weeds. At the same time it is required to regulate smoothly amplitude from fluctuation frequency on hyperbolic dependence. If regulation of fluctuation frequency of a working body can be realized effectively the frequency and adjustable asynchronous electric drive, then the vibration amplitude is set generally by change of mass of imbalances manually and only during a machine stop. Simultaneous regulation of a vibration amplitude of a working body with frequency change is offered to be carried out by the automatic inertial vibrator,

with the antidebalance which are advanced depending on speed, sprung. In practice rather broad application was found by vibromachines with a vertical spin axis of imbalances at which the axis of a working organ moves on a generatrix of the single-sideband hyperboloid. For such vibromachine the mathematical model of the automatic vibrator is received. On the example of the vibro grain cleaning machine VVM-P of A.I. Petrusov calculations of masses of mobile and fixed imbalances, radius of promotion of center of mass of mobile imbalances, characteristics of elasticity and rigidity of non-linear springs of the vibrator are carried out. Therefore the task of calculation of parameters of the automatic vibrator for such vibromachines taking into account influence of characteristics of the vibromachine as in case of enhancement existing and design new is relevant. Influence on parameters of the vibrator of technical and constructive and kinematic characteristics on the vibromachine for the most busy diagram of operation of springs of imbalances is probed and the calculation procedure is developed.

© Яруллин Р.Б., Сафин Р.Р., Урманов В.Г.