



Яруллин Р.Б.

Yarullin R.B.

доктор технических наук, доцент, профессор

Уфимского государственного

университета экономики и сервиса,

Россия, г. Уфа

УДК 631.3-83:631.362

АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД МНОГОРЕШЕТНОЙ ВИБРОЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Основными параметрами вибросепарации семенных смесей считаются частота и амплитуда колебаний рабочего органа, которые взаимосвязаны по гиперболической зависимости и должны плавно регулироваться. Для асинхронного электропривода многорешетной зарезонансной вибросерноочистительной машины при регулировании частоты колебаний изменением частоты напряжения двигателя, амплитуды – саморегулируемым вибратором в установленных пределах, с одновременным устранением резонанса, оценено на выбор мощности двигателя влияние упругости промежуточной передачи, электромагнитной и механической инерций.

Ключевые слова: вибросепарация, амплитуда, частота, асинхронный двигатель, момент, мощность.

ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE MULTITRELLISED THE VIBRATION MACHINE FOR PURIFICATION OF GRAINS WITH ADJUSTABLE PARAMETERS

The main are considered as parameters of vibroseparation of seed mixes frequency and amplitude of fluctuations of working body which are interconnected on hyperbolic dependence and have to be regulated smoothly. For an asynchronous electric drive multitrellised after resonance the vibration machine for purification of grains at regulation of frequency of fluctuations by change of frequency of tension of the engine, amplitude – the self-regulating vibrator in the set limits, with simultaneous elimination of a resonance, estimated on an engine capacity choice influence of elasticity of intermediate transfer, electromagnetic and mechanical inertia.

Key words: vibroseparation, amplitude, frequency, asynchronous engine, moment, capacity.

Многочисленные исследования процессов сепарации семенных смесей, засоренных трудноотделимыми примесями и семенами сорняков, на вибросерноочистительных машинах (ВЗМ) [1, 2] показывают, что семена 1–2-го класса можно получить за 1–2 пропуска исходного материала с минимальными повреждениями и потерями в отход основного материала. При этом исследователями предпочтение отдается зарезонансным ВЗМ, у которых амплитуда колебаний рабочего органа (РО) стабильна и не зависит от подачи материала. Установлено, что основным источником вибрации являются инерционные вибраторы, получающие привод в преобладающем случае от асинхронных двигателей (АД). Анализом результатов исследований выявлено, что основными кинематическими параме-

трами вибрации, определяющими эффективность виброобработки, являются частота ω_2 и амплитуда A колебаний РО, которые должны регулироваться плавно и согласованно между собой по гиперболической зависимости $A/\omega_2 = \text{const}$ [1, 2]. Поэтому разработка асинхронного электропривода, где регулирование частоты колебаний РО осуществляется перспективным способом за счет изменения частоты напряжения двигателя, амплитуды колебаний – инерционным саморегулируемым вибратором [3], с одновременным устранением резонанса при пуске и выбеге, является актуальной [2]. Среди известных нам 10 специализированных ВЗМ [1] наиболее перспективным, на наш взгляд, можно считать много-решетную ВЗМ (МВЗМ) с винтовым колебанием РО. Разработанные два варианта МВЗМ [3] эффек-

тивно разделяют семена 11 сельхозкультур, производительность 7 плоских решет составляет 1400 кг/ч, полнее отвечают требованиям очистительных машин вторичной очистки, все решета работают в одинаковых условиях. У МВЗМ колебания РО могут быть от простых вертикальных и поворотных вокруг вертикальной оси, до сложных винтовых с

углом направленности колебаний от 0 до 90°. Анализом результатов исследований сепарации трудноотделимых семенных смесей 27 сельхозкультур на различных ВЗМ с плоскими решетками [3] (рис. 1), куда относится и МВЗМ, установлены основные показатели регулирования параметров вибрации РО [1].

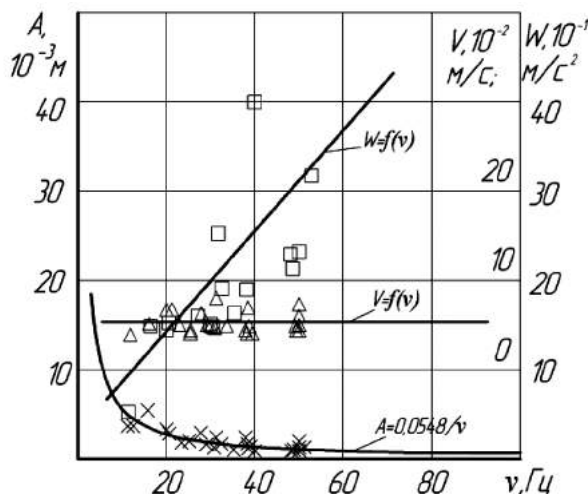


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика оптимальных параметров вибрации вибрационных машин с плоскими решетками: ххх – опытные точки; $\Delta\Delta\Delta$ – $V=Av$; $\square\square\square$ – $W=Av^2$; — кривая регрессии $A=0,0548/\nu$

Диапазон регулирования частоты колебаний составляет $D_\omega = 335-61 \text{ рад/с} = 5,5:1$, регулирование плавное (коэффициент плавности $K_\omega = 1,085$). Диапазон регулирования амплитуды колебаний – $D_A = 5,61-1,03 \text{ мм} = 5,44:1$, регулирование плавное (коэффициент плавности $K_A = 0,988$), скоростной фактор гиперболической зависимости V равен $A/\omega_2 = 0,344 \text{ м/с}$. На основании изложенного, предполагая, что на одной МВЗМ обрабатываются все указанные семенные смеси, проанализируем влияние на асинхронный электропривод ВЗМ изменения кинематических параметров вибрации в приведенных выше пределах. Механическая модель асинхронного электропривода МВЗМ с регулируемыми параметрами приведена на рис. 2. Вращающееся магнитное поле статора показано физически в виде большой массы J_σ . Вращающий момент со статора на ротор с моментом инерции J_1 передается через связь с жесткостью $K_d = \frac{1}{\gamma\omega_0 T_\varepsilon}$ и коэффициентом линейного демпфирования $C_d = \frac{1}{\gamma\omega_0}$. Здесь γ – условный коэффициент крутизны рабочей ветви статической механической характеристики, равной $\frac{S_k}{2M_k}$, T_ε – электромагнитная постоянная

времени. Вращательное движение ротора через упругую одноярусную лепестковую муфту (контрпривод) и клиноременную передачу с жесткостью K_{Ω_2} , приведенным зазором δ_0 и коэффициентом сопротивления передачи C_{Ω_2} передается на вал вибратора моментом инерции J_2 . Вибратор инерционный с двумя горизонтально расположенными валами, установленными в конических роликовых подшипниках ($\mu=0,008$). Валы зацеплены между собой парой одинаковых косозубых шестерен и синхронно вращаются в противоположные стороны. На расстоянии a от оси Z на противоположных концах вала установлены диаметрально противоположно друг другу, с углом первоначальной установки α , по два дебаланса массами m_1 и m_2 с радиусом центра масс в состоянии покоя соответственно r_1 и r_0 . Динамика подвижного дебаланса m_1 , применяемого для ограничения резонанса, подробно рассмотрена рядом исследователей. Поэтому первый дебаланс для упрощения анализа принимаем установленным неподвижно, а второй выдвигающимся за счет центробежной силы, преодолевая упругость нелинейной пружины.

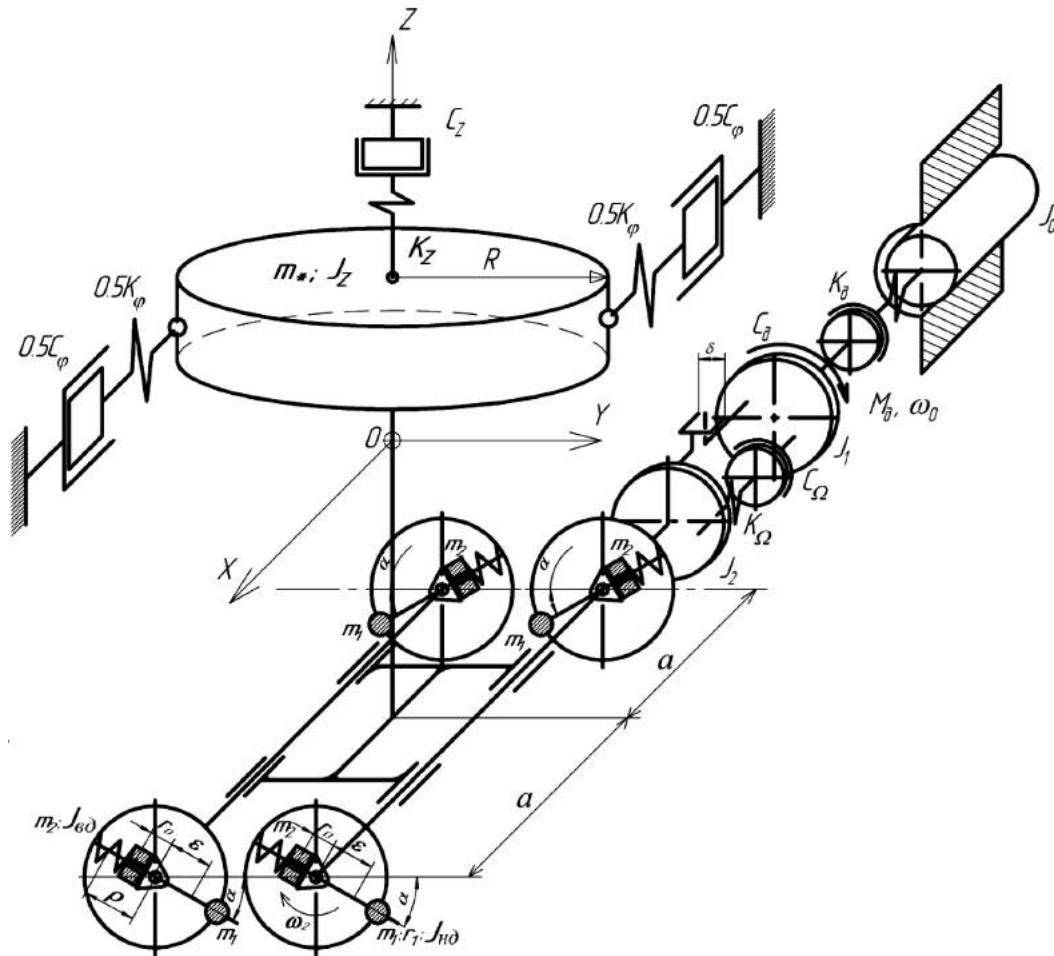


Рис. 2. Механическая модель асинхронного электропривода и многорешетной виброзерноочистительной машины с саморегулируемым вибратором

Пружина имеет нелинейную характеристику жесткости $K(\rho)$, обеспечивающую гиперболическую зависимость изменения амплитуды от частоты колебания РО. Выдвижение дебаланса начинается при минимальной частоте рабочего диапазона сепарации семян. Для этого пружина имеет предварительную деформацию ϵ . При вращении дебалансов скоростью ω_2 составляющие их центробежных сил создают одновременно колебательное движение РО, совместно с вибратором массой m_* и моментом инерции J_z , вдоль и относительно вертикальной оси соответственно с амплитудой Z и с углом поворота φ . Колебание РО происходит на пружинах, имеющих жесткости и коэффициенты сопротивления перемещению соответственно в направлениях продольном K_z и C_z , поперечном K_φ и C_φ .

Базовый I вариант МВЗМ [3] получает привод от АД мощностью $P_n = 4,5$ кВт, частота колебаний РО

регулируется клиноременным вариатором скорости (КВС), амплитуда – сменой массы m_1 дебалансов, при неподвижном с постоянной массой дебалансе m_2 , угол первоначальной установки α – поворотом в пределах $9-69^\circ$. Проектный вариант МВЗМ отличается тем, что имеет сферические шариковые подшипники ($\mu = 0,002$), саморегулируемый вибратор и получает движение от частотно-регулируемого асинхронного электропривода (двигатель 2,2 кВт, преобразователь частоты E2 – MINI – 003H).

Нами [2, 5] получены амплитудно-частотные $A(\omega_2)$, $\rho(\omega_2)$, механические $M_{cm}(\omega_2)$ характеристики МВЗМ с саморегулируемым вибратором и нагрузочные диаграммы $M(\omega_2 t)$ асинхронного электропривода с учетом электромагнитной и механической инерций, упругости промежуточной передачи.

Закон изменения радиуса центра массы m_2 подвижного дебаланса в рабочем диапазоне скоростей:

$$\rho = \frac{m_1 r_1}{m_2} - \frac{V m_*}{4 m_2 \sqrt{\sin^2 \alpha + (m_* a R J_z^{-1} \cos \alpha)^2}} \frac{1}{\omega_2},$$

где R – радиус решета РО.

Механическая характеристика МВЗМ с саморегулируемым вибратором:

$$M_{cm} = 8(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2 \omega_2^5 \left\{ \frac{2h_1 \sin^2 \alpha}{m_* [(\kappa_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_1^2 \omega_2^2]} + \frac{2h_2 a^2 \cos^2 \alpha}{J_z [(\kappa_2^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_2^2 \omega_2^2]} \right\} + 2\mu (m_1 r_1 - m_2 \rho) \omega_2^2 D (\sin \alpha + 2 \cos \alpha) + C_\omega \omega_2 + M_0,$$

где $2h_1$ и $2h_2$ – коэффициенты демпфирования вдоль и вокруг вертикальной оси, равные $2h_1 = C_z / m_*$, $2h_2 = C_\varphi / J_\varphi$; κ_1 и κ_2 – собственные угловые частоты колебаний упругой подвески РО вдоль и вокруг верти-

кальной оси, равные $\kappa_1^2 = K_z / m_*$, $\kappa_2^2 = K_\varphi / J_z$; D – внутренний диаметр подшипников; M_0 – момент трогания.

Коэффициент формы нагрузочной диаграммы АД МВЗМ с учетом механической инерции:

$$K_{\phi M} = \sqrt{1 + \frac{1}{2M_{cm}^2} \left[\frac{M_1^2}{1 + (\omega_2 T_M)^2} + \frac{M_2^2 + M_3^2}{1 + (2\omega_2 T_M)^2} \right] + \frac{M_2 M_3 \cos(\beta_1 - \beta_2)}{M_{cm}^2 [1 + (2\omega_2 T_M)^2]}}$$

где электромеханические постоянные времени базового и проектного вариантов привода соответственно равны:

$$T_{MB} = \left[J_1 + \frac{J_2 + 4(mr)_{экс}^2}{\omega_{1n}^2} \omega_2^2 \right] \frac{\omega_0 S_K}{2M_K} \quad \text{и} \quad T_{МП} = \left[J_1 + \frac{J_2 + 4(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2}{i^2} \omega_2^2 \right] \frac{i \omega_2 S_K}{2M_K (1 - S_H)};$$

M_1 – амплитуда момента сопротивления сил тяги дебалансов, равная:

$$M_1 = 4(m_1 r_1 - m_2 \rho) g \sin \alpha;$$

M_2 – амплитуда момента сопротивления сил инерции вибрирующей части ВЗМ вдоль оси Z:

$$M_2 = \frac{8(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2 \sin^2 \alpha \omega_2^4}{m_* \sqrt{(\kappa_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_1^2 \omega_2^2}};$$

M_3 – амплитуда момента сил инерции относительно оси Z:

$$M_3 = \frac{8(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2 a^2 \cos^2 \alpha \omega_2^4}{J_z \sqrt{(\kappa_2^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_2^2 \omega_2^2}};$$

$$\sin \beta_1 = \frac{2h_1 \omega_2}{\sqrt{(\kappa_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_1^2 \omega_2^2}} \quad \text{и}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{2h_2 \omega_2}{\sqrt{(\kappa_2^2 - \omega_2^2)^2 + 4h_2^2 \omega_2^2}};$$

ω_{1n} и S_H – номинальные угловая скорость и скольжение двигателя;

M_K и S_K – критические момент и скольжение двигателя;

i – передаточное отношение промежуточной передачи.

Коэффициент формы нагрузочной диаграммы АД МВЗМ с учетом электромагнитной инерции:

$$K_{\phi \varepsilon} = \sqrt{1 + \frac{0,5M_1^2}{M_{cm}^2 \left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_D} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\omega_2}{\omega_D} \right)^2 \frac{T_M}{T_\varepsilon} \right\}} + \frac{0,5(M_2^2 + M_3^2) + M_2 M_3 \cos(\beta_1 - \beta_2)}{M_{cm}^2 \left\{ \left[1 - \left(\frac{2\omega_2}{\omega_D} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{2\omega_2}{\omega_D} \right)^2 \frac{T_M}{T_\varepsilon} \right\}}},$$

где $T_{\varepsilon B} = \frac{1}{\omega_0 S_K}$ и $T_{\varepsilon П} = \frac{1 - S_H}{i S_K \omega_2}$ – электромагнитные постоянные времени базового и проектного вариантов;

ω_0 – синхронная угловая частота поля статора;

$\omega_D = \frac{1}{\sqrt{T_M T_\varepsilon}}$ – собственная циклическая частота колебаний электропривода.

Коэффициент формы нагрузочной диаграммы АД МВЗМ с учетом упругости промежуточной передачи:

$$K_{\phi y} = \sqrt{1 + \frac{0,5M_1^2 M_{cm}^{-2}}{\psi^2 (1 - \varepsilon^2)^2 + (1 - \frac{\varepsilon^2}{q})^2} + \frac{M_{cm}^{-2} [0,5(M_2^2 + M_3^2) + M_2 M_3 \cos(\beta_1 - \beta_2)]}{4\psi^2 (1 - 4\varepsilon^2)^2 + (1 - \frac{4\varepsilon^2}{q})^2}}$$

где коэффициенты распределения моментов инерции базового и проектного вариантов соответственно равны:

$$q_B = J_1 / \left[J_1 + \frac{J_2 + (4mr)_{\text{экр}}^2}{\omega_{1n}^2} \omega_2^2 \right] \text{ и } q_{II} = J_1 / \left[J_1 + \frac{J_2 + 4(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2}{i^2} \right];$$

собственные циклические частоты упругих колебаний базового и проектного вариантов соответственно равны:

$$v_B^2 = K / \{q_B [J_2 + 4(mr)_{\text{экр}}^2]\} \text{ и } v_{II}^2 = K / \{q_{II} [J_2 + 4(m_1 r_1 - m_2 \rho)^2]\};$$

$$\psi = T_M \omega_2; \quad \varepsilon = \omega_2 / v.$$

По приведенным аналитическим зависимостям в программе Mathcad 14 были проведены расчеты для базового и проектного вариантов асинхронного электропривода по следующим параметрам МВЗМ: $m_* = 372$ кг; $J_z = 48,68$ кгм²; $m_1 = 2,7$ кг; $m_2 = 2,4$ кг; $\alpha = 69^\circ$; $D = 0,045$ м; $a = 0,175$ м; $r_1 = 0,221$ м; $r_0 = 0,0212$ м; $\kappa_1^2 = 1095,6$ с⁻²; $\kappa_2^2 = 1538,8$ с⁻²; $2h_1 = 3,46$ с⁻¹; $2h_2 = 3,55$ с⁻¹; $\rho_{\text{max}} = 0,20721$ м; $J_2 = 0,142$ кгм²; $K_\Omega = 5$ Нм/рад.

Результаты расчетов показаны на рис. 3–5 для базового варианта, на рис. 3, 6 и 7 для проектного варианта привода МВЗМ. На рис. 1 приведена АЧХ рационального режима вибрации для группы ВЗМ с плоскими виброрешетками по зависимости $A = 0,344/\omega_2$ (заштрихованная зона), на которой выделены области кинематического режима работы для I и II вариантов МВЗМ, находящиеся в пределах: у I варианта МВЗМ [3]: $\omega_2 = 240,5 - 260,4$ рад/с, $A = 1,2 - 1,5$ мм, $\alpha = 63 - 69^\circ$; у II варианта: $\omega_2 = 126 - 178,5$ рад/с, $A = 1,5 - 2,0$ мм, $\alpha = 9 - 45^\circ$. Для обеспечения нелинейно уменьшающейся амплитуды $A(\omega_2)$, начиная с минимальной рабочей скорости $\omega_{2\text{мин}} = 61$ рад/с, 4 подвижных дебаланса m_2 , сжимая противодействующие нелинейные пружины, выдвигаются с радиуса покоя $\rho_{\text{мин}} = r_0$ до $\rho_{\text{макс}}$ при $\omega_{2\text{макс}} = 335$ рад/с по кривой $\rho(\omega_2)$ (рис. 3). Как видно, механическая характеристика МВЗМ имеет 2 характерные зоны. В первой зоне $\omega_2 \leq \omega_{2\text{мин}}$ момент сопротивления определяется положениями четырех неподвижных дебалансов m_1 на радиусе r_1 и четырех подвижных – на радиусе покоя r_0 . В этой зоне механическая характеристика $M_{cm}(\omega_2)$ имеет резонанс ($M_{cm,p} = 60$ Нм) вертикальных колебаний при $\omega_2 = K_1 = 33,1$ рад/с, определяемый максимальной амплитудой $A_{\text{max}} = 5,64$ мм при минимальной скорости $\omega_{2\text{мин}}$ рабочего диапазона. Как было уста-

новлено ранее [3], резонансный момент $M_{cm,p}$ целиком определяется слагаемым момента сопротивления на колебательное движение $M_{\text{кол}}$.

Вторая зона механической характеристики от $\omega_{2\text{мин}} = 61$ рад/с до $\omega_{2\text{макс}} = 335$ рад/с является рабочей, где подвижные дебалансы m_2 по мере возрастания скорости выдвигаются от $\rho_{\text{мин}} = r_0 = 0,0212$ м до $\rho_{\text{макс}} = 0,20721$ м, уменьшая амплитуду по гиперболе $A = 0,344/\omega_2$ с $A_{\text{макс}} = 5,64$ мм до $A_{\text{мин}} = 1,03$ мм. Механические характеристики базового варианта МВЗМ в рабочей зоне как с саморегулируемым вибратором, так и с обычным (только с одними неподвижными дебалансами m_1), почти линейно возрастают с $M_{cm,B} = 4,9$ Нм до 13,5 Нм, имеют одну и ту же кривую $M_{cm,B}(\omega_2)$. Так, как и в случае с обычным вибратором, для каждого режима сепарации, исходя из рациональных параметров по кривой $A(\omega_2)$, устанавливается вручную соответствующий эквивалентный статический момент дебалансов $(4m_1 r)_{\text{экр}}$, что обеспечивается автоматически саморегулируемым вибратором. Механическая характеристика МВЗМ с саморегулируемым вибратором в рабочей зоне $M_{cm,B}(\omega_2)$ определяется семейством механических характеристик МВЗМ с обычным вибратором, крайние из которых $M'_{cm,B}$ и $M''_{cm,B}$ приведены для граничных параметров диапазона регулирования A и ω_2 . При этом максимальная мощность сопротивления (кривая $P_{CB}(\omega_2)$) достигает при $\omega_{2\text{макс}} = 4,5$ кВт.

В отличие от базового варианта в проектном варианте электропривода МВЗМ (рис. 3) механическая характеристика $M_{cm,II}(\omega_2)$ в рабочем диапазоне, за счет снижения потерь на трение от центробежных сил дебалансов M_{mp1} , остается примерно на одном уровне, равном $M_{cm,II} \approx 3,0$ Нм. При этом момент $M_{cm,II}$ и соответственно мощность сопротив-

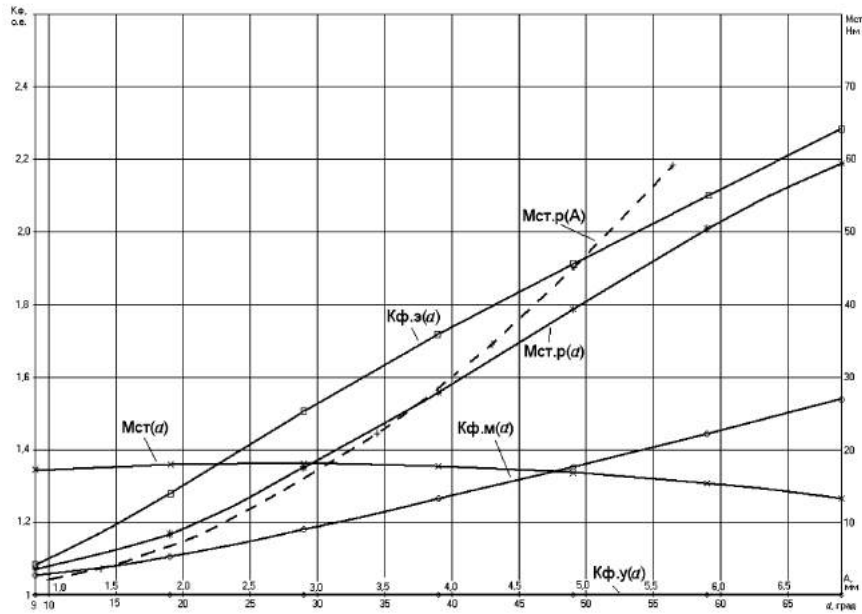


Рис. 4. Резонансный момент базового варианта МВЗМ от угла установки дебалансов $M'_{ст.p}(\alpha)$ (при $A_{max} = 5,5$ мм), от амплитуды колебаний $M''_{ст.p}(A)$ (при $\alpha = 69^\circ$), статический момент от угла установки дебалансов $M_{ст}(\alpha)$ (при $\omega_{2max} = 335$ рад/с) и коэффициенты форм нагрузочных диаграмм $K_{ф.м}(\alpha)$, $K_{ф.э}(\alpha)$ и $K_{ф.у}(\alpha)$ от угла установки дебалансов (при $\omega_{2min} = 61$ рад/с)

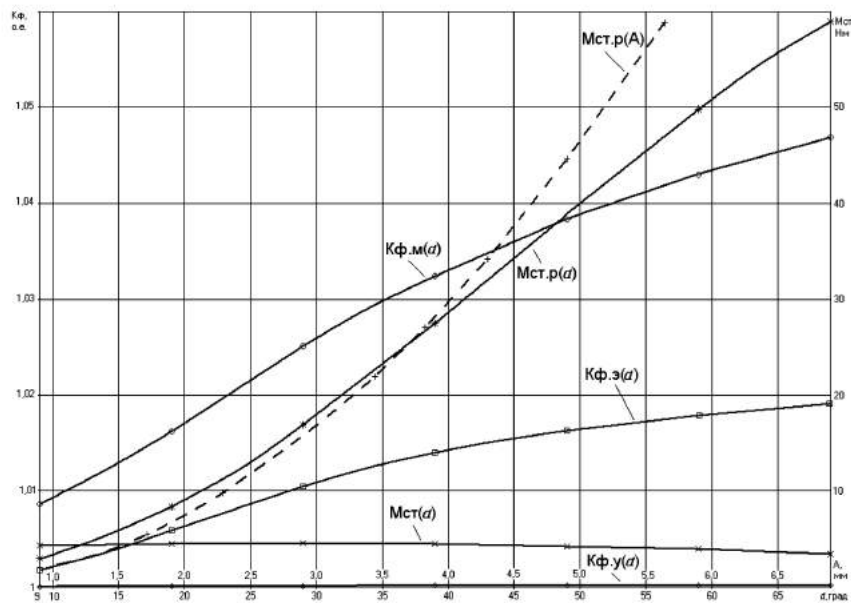


Рис. 5. Резонансный момент проектного варианта МВЗМ $M_{ст.p}(\alpha)$ (при $A_{max} = 5,5$ мм) и $M_{ст.p}(A)$ (при $\alpha = 69^\circ$), статических моментов $M'_{ст}(\alpha)$ (при $\omega_{2max} = 335$ рад/с), коэффициенты форм нагрузочных диаграмм $K_{ф.м}(\alpha)$, $K_{ф.э}(\alpha)$ и $K_{ф.у}(\alpha)$ (при $\omega_{2min} = 61$ рад/с)

Влияние на резонансный момент $M_{ст.p}$ изменения амплитуды колебаний в рабочем диапазоне $A = 1,0-5,5$ мм (кривая $M_{ст.p}(A)$) при $\alpha = 69^\circ$ и угла первоначальной установки дебалансов $\alpha = 9..69^\circ$ (кривая $M_{ст.p}(\alpha)$) показано для базового варианта на рис. 4, проектного варианта – на рис. 5. На рисунках также приведены кривые изменения момента $M_{ст}(\alpha)$ при максимальной рабочей скорости $\omega_{2max} = 335$ рад/с.

Из рисунков следует, что наибольший резонансный момент, равный $M_{ст.p}(A \text{ и } \alpha) = 59$ Нм для обоих вариантов, наступает при $A_{max} = 5,5$ мм и $\alpha = 69^\circ$. Максимальный статический момент $M_{ст}(\alpha)$ при $\omega_{2max} = 335$ рад/с для базового варианта равен $M_{ст} = 18$ Нм при $\alpha = 25-30^\circ$, проектного варианта – $M_{ст} = 4,6$ Нм при $\alpha = 28-32^\circ$.

Из кривых мощностей $P_{сб}$ и $P_{сп}$ следует, что максимальные значения мощности соответствуют максимальной скорости ω_{2max} , по которой и должна выбираться мощность двигателей с проверкой на тепловой режим с учетом коэффициентов форм нагрузочных диаграмм при $\omega_2 \leq 100$ рад/с с последующей проверкой на пусковую способность по соотношению $M_{мин} > M_{ст.р.}$

Характер изменения коэффициентов форм нагрузочных диаграмм с учетом механической инер-

ции $K_{ф.м}$, электромагнитной инерции $K_{ф.э}$, упругости контрпривода $K_{ф.у}$, постоянных времени электро-механической T_M и электромагнитной $T_э$ и круговой собственной частоты электропривода ω_0 для базового и проектного вариантов электропривода МВЗМ приведены соответственно на рис. 6 и 7.

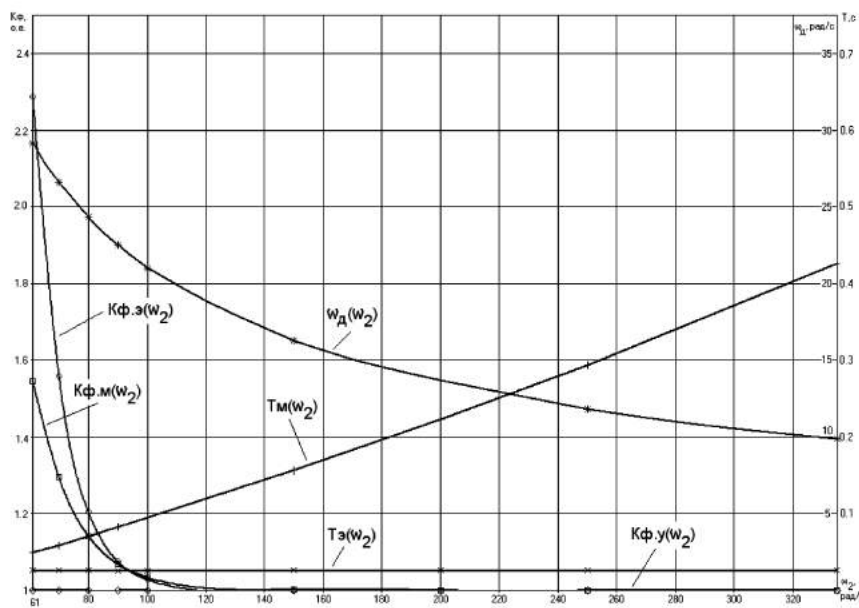


Рис. 6. Коэффициенты форм нагрузочных диаграмм $K_{ф.}$, постоянные времени T_M и $T_э$, круговая собственная частота электропривода ω_0 базового варианта МВЗМ в зоне рабочих угловых скоростей

Из анализа кривых (рис. 6 и 7) следует, что с уменьшением рабочей скорости коэффициент формы $K_{ф.у}$ с учетом влияния упругости передачи как для базового, так и для проектного вариантов привода МВЗМ находится в пределах 1,0, и им можно пренебречь. Тогда как коэффициент формы с учетом механической инерции $K_{ф.м}$ в диапазоне скоростей $61 \text{ рад/с} \leq \omega_2 \leq 150 \text{ рад/с}$ увеличивается для базового варианта с 1,0021 до 1,5455 (больше момента статического сопротивления при $\omega_{2 мин}$ на 54,5%) и проектного – с 1,0022 до 1,047 (больше на + 4,7%). При этом коэффициент с учетом электромагнитной инерции $K_{ф.э}$ соответственно – с 1,001 до 2,287 (на + 128,7%) и с 1,0005 до 1,019 (на + 1,9%). При этом коэффициенты $K_{ф.м}$ и $K_{ф.э}$ для базового варианта остаются больше, чем для проектного варианта, соответственно в 1,16 и 1,37 раза. Причем для базового варианта коэффициент формы с учетом электромагнитной инерции больше коэффициента формы с учетом механической инерции, т. е. $K_{ф.э} = 2,287 > K_{ф.м} = 1,5455$. Это связано с тем, что с уменьшением рабочей скорости до $\omega_{2 мин} = 61$ рад/с круговая соб-

ственная частота электропривода $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{T_M T_э}}$, увеличиваясь с 10 до 29,25 рад/с, приближается к ней, сближая постоянную времени T_M с $T_э$ ($\frac{T_M}{T_э} = 17,9$ до 2,03). У проектного варианта при этом, наоборот, ω_0 удаляется от ω_2 , уменьшаясь с 11,7 до 7,13 рад/с, хотя и снижая $\frac{T_M}{T_э}$ с 31,5 до 4,17. Замена АД старой серии на 5А112М4 у базового варианта, к сожалению, сильно усугубляет положение, еще больше увеличивая коэффициенты $K_{ф.м}$ с 1,546 до 2,573 и $K_{ф.э}$ с 2,287 до 5,197, доведя ω_0 до 40,7 рад/с ($\frac{T_M}{T_э} = 2,753$). Установка шарикового сферического подшипника ($\mu = 0,002$) и тем самым двигателя меньшей мощности 5А80МА4 ненамного улучшает показатели базового варианта, доведя ω_0 до 19,64 рад/с ($\frac{T_M}{T_э} = 3,98$), $K_{ф.м}$ до 1,362 и $K_{ф.э}$ до 1,702. Изменением угла α от 0 до 90° у МВЗМ обеспечивается переход от горизонтальных к винтовым и далее к вертикальным колебаниям РО. Для МВЗМ, у которых α регу-

лируется в пределах $9-69^\circ$, увеличение α приводит к нелинейному росту коэффициентов форм (рис. 4 и 5) нагрузочных диаграмм, достигающих при $\alpha = 69^\circ$ максимальных значений: для базового варианта $K_{\phi,м}$ до 1,545 и $K_{\phi,э}$ до 2,287, проектного – $K_{\phi,м}$ до

1,047, $K_{\phi,э}$ до 1,019. Максимальные значения коэффициенты форм имеют при возможных вертикальных колебаниях ($\alpha = 90^\circ$), соответственно равные $K_{\phi,м} = 1,81$, $K_{\phi,э} = 2,78$ и $K_{\phi,м} = 1,055$, $K_{\phi,э} = 1,022$.

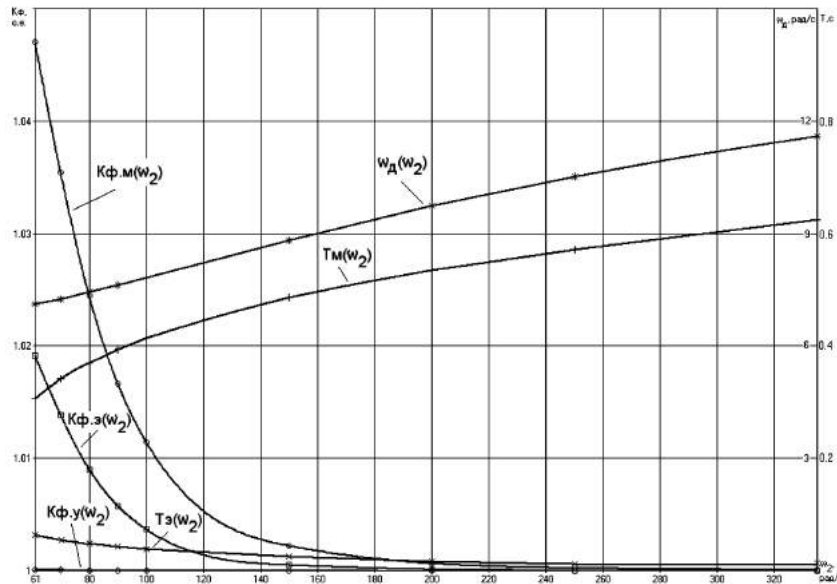


Рис. 7. Коэффициенты форм нагрузочных диаграмм K_{ϕ} , постоянные времени T_M и T_{Σ} , круговая частота собственных колебаний электропривода проектного варианта МВЗМ в зоне рабочих угловых скоростей

Из анализа видно, что для базового варианта имеет место существенное проявление механической и, в особенности, электромагнитной инерций. Тогда как у проектного варианта МВЗМ они не столь заметны. Из изложенного следует, что проектный вариант МВЗМ с обоими подвижными дебалансами исключает резонансные явления в переходных режимах, плавно регулирует амплитуды и частоту колебаний РО по гиперболической зависимости, устанавливая на ходу рациональный режим вибрации для каждой семенной смеси.

При этом исключается проявление электромагнитной инерции электропривода, и тем самым во всем рабочем диапазоне скоростей достаточно расчет мощности двигателя вести по соотношению $P_n \geq 1,1 P_c$. Для базового варианта привода при $\omega_2 < 90$ рад/с $K_{\phi,м}$ и $K_{\phi,э} \gg 1,05$, и $\frac{T_M}{T_{\Sigma}} < \frac{0,08}{0,024} < 3,3$. Поэтому для двигателей, работающих в диапазоне угловых скоростей $61 \text{ рад/с} \leq \omega_2 \leq 90 \text{ рад/с}$, расчет мощности необходимо проводить с учетом наложения магнитной инерции на механическую, что может приводить к увеличению мощности двигателя в пределах от 1,7 до 5,2 раза.

Список литературы:

1. Яруллин Р.Б. Амплитудно-частотные характеристики вибропроцессов в технологиях АПК

[Текст] / Р.Б. Яруллин // Научные исследования: информация, анализ, прогноз: 33-я книга коллективной монографии; гл. 17 / Воронежск. гос. пед. ун-т. – Воронеж, 2011. – С. 267–288.

2. Яруллин Р.Б. Повышение эффективности асинхронного электропривода с регулируемыми параметрами в технологических процессах АПК (на примере виброзерноочистительных машин) [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук / Яруллин Ринат Бариевич. – Челябинск, 2011. – 45 с.

3. Яруллин Р.Б. Динамика вибрационных зерноочистительных машин (Проблемы электропривода) [Текст] / Р.Б. Яруллин. – Уфа: Уфимск. гос. академия экономики и сервиса, 2007. – 189 с.

4. Яруллин Р.Б. К проблеме развития инерционных вибраторов резонансных виброзерноочистительных машин с регулируемыми параметрами [Текст] / Р.Б. Яруллин // История науки и техники. – 2006. – № 5. – С. 117–121.

5. Яруллин Р.Б. Проектирование асинхронного электропривода вибромашин с регулируемыми параметрами [Текст] / Р.Б. Яруллин, А.И. Евстафьев // Инновации и перспективы сервиса: сб. научн. статей VI Междунар. научн.-техн. конф., 9 декабря 2009 г. – Уфа: Уфимск. гос. академия экономики и сервиса. – С. 326–330.