

УДК 621.318.03

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІБРАЦІОННОГО МОМЕНТА ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЕБАЛАНСНОЇ ВІБРОМАШИНИ

В. Ю. Ноженко, Д. І. Родькин, Г. О. Гаврилец

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Широко применяемые вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями, работающие в резонансном режиме, характеризуются резким возрастанием амплитуды колебаний рабочего органа во время прохождения резонансной зоны, что приводит к возможному «застреванию» роторов двигателей во время пуска. Данное воздействие на двигатели обусловлено наличием вибрационного момента, возникающего при колебаниях рабочего органа вибрационной машины и являющегося дополнительной нагрузкой. В качестве вибрационной машины рассмотрена одномассовая виброплощадка вертикально направленного действия с дебалансными вибровозбудителями для уплотнения бетонных смесей. Приведена математическая модель перемещения виброплощадки вдоль оси Y . Для определения влияния вибросистемы на динамику разгона приводных двигателей рассмотрено выражение вибромомента, представляющее собой синусоидальную функцию времени, выделены его постоянная и переменная составляющие. Определено, что постоянная составляющая вибромомента является основной нагрузкой на приводные двигатели вибромашины и зависит от ее параметров и режима работы. Установлено, что постоянная составляющая вибромомента во время прохождения резонансной зоны меняет свой знак, т.е. вибромомент может быть как тормозящим, так и движущим. Проведены исследования постоянной составляющей вибромомента при изменении параметров вибромашины во время пуска: массы вибромашины, коэффициента жесткости опор, массы дебалансов. Показано, как изменяется вибромомент при разном ускорении пуска вибросистемы. Приведена зависимость максимального значения постоянной составляющей вибромомента при разном ускорении пуска, которая может быть использована при построении систем управления пуском резонансных вибрационных машин для устранения негативного воздействия прохождения резонансной зоны.

Ключевые слова: вибрационная машина, дебалансный вибровозбудитель, резонансная зона, приводной двигатель, вибромомент.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІБРАЦІЙНОГО МОМЕНТУ ПРИВОДНОГО ДВИГУНА ДЕБАЛАНСНОЇ ВІБРОМАШИНИ

В. Ю. Ноженко, Д. І. Родькин, Г. О. Гаврилец

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Широко застосовувані вібраційні машини з дебалансними вібробуджувачами, які працюють у зарезонансному режимі, характеризуються різким зростанням амплітуди коливань робочого органу під час проходження резонансної зони, що призводить до можливого «застрягання» роторів двигунів під час пуску. Дана дія на двигуни обумовлена наявністю вібраційного моменту, яка виникає при коливаннях робочого органу вібраційної машини та є додатковим навантаженням. Як вібраційну машину розглянуто одномасову виброплощадку вертикально спрямованої дії з дебалансними вібробуджувачами для ущільнення бетонних сумішей. Наведено математичну модель переміщення виброплощадки уздовж вісі Y . Для визначення впливу вибросистеми на динаміку розгону приводних двигунів розглянуто вираз вибромоменту, що є синусоїдальною функцією часу, виділено його постійна та змінна складові. Визначено, що постійна складова вибромоменту є основним навантаженням на приводні двигуни вибромашини й залежить від її параметрів та режиму роботи. Встановлено, що постійна складова вибромоменту під час проходження резонансної зони змінює свій знак, тобто вибромомент може бути як гальмуючим, так і рушійним. Проведено дослідження постійної складової вибромоменту при зміні параметрів вибромашини під час пуску: маси вибромашини, коефіцієнта жорсткості опор, маси дебалансів. Показано, як змінюється вибромомент при різному прискоренні пуску вибросистеми. Наведено залежність максимального значення постійної складової вибромомента при різному прискоренні пуску, яка може бути використана при побудові систем управління пуском зарезонансних вібраційних машин для усунення негативного впливу проходження резонансної зони.

Ключові слова: вібраційна машина, дебалансний вібробуджувач, резонансна зона, приводний двигун, вибромомент.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Вибрационные машины (ВМ) с дебалансными вибровозбудителями нашли широкое применение в строительной, металлургической, горной и других отраслях промышленности [1, 2]. Чаще всего они работают в резонансном режиме, обеспечивающем достаточно вы-

сокую стабильность работы в установившемся режиме при изменении нагрузки. Недостатком резонансного режима ВМ является прохождение резонансной зоны в процессе пуска, сопровождающееся резким возрастанием амплитуды колебаний рабочего органа ВМ, что приводит к динамическим на-

грузкам на элементы конструкции ВМ, возможному «застреванию» двигателей при частоте вращения вблизи резонансной частоты, увеличению тока в обмотках статора [1]. Данное негативное воздействие на приводные двигатели ВМ обусловлено наличием вибрационного момента, являющегося дополнительной нагрузкой двигателей при колебаниях рабочего органа ВМ. Поэтому для быстрого преодоления резонансной зоны в большинстве случаев применяют двигатели к ВМ с завышенной мощностью, что приводит к нерациональному использованию потребляемой электроэнергии.

Вопросу прохождения резонансной зоны ВМ посвящено значительное количество работ [1, 3–5], в которых приведены методы уменьшения резонансных колебаний ВМ, таких как использование вибровозбудителей с автоматически или вручную регулируемым статическим моментом дебалансов, применение управляемых динамических гасителей колебаний, использование двигателей с повышенным пусковым моментом, использование форсированного пуска с помощью последовательно включаемых с обмотками статора двигателя конденсаторов и др.). Однако они не нашли широкого применения, т.к. имеют ряд недостатков и не решают задачу снижения мощности электродвигателей ВМ. В связи с этим исследование влияния колебательной системы на приводные двигатели во время прохождения резонансной зоны и определение путей снижения этого влияния с последующей возможностью использования двигателей меньшей мощности является своевременным, актуальным и целесообразным.

Целью работы является исследование влияния вибромомента вибрационной машины с дебалансными вибровозбудителями на приводные двигатели во время пуска и прохождения резонансной зоны.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В качестве ВМ рассматривается вибрационная площадка (ВП) вертикально направленного действия с двухвальными дебалансными вибровозбудителями, применяемая на производствах железобетонных изделий для уплотнения жестких бетонных смесей [1, 6]. Электропривод ВП состоит из двух нерегулируемых асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором. Схема механической части ВП приведена на рис. 1.

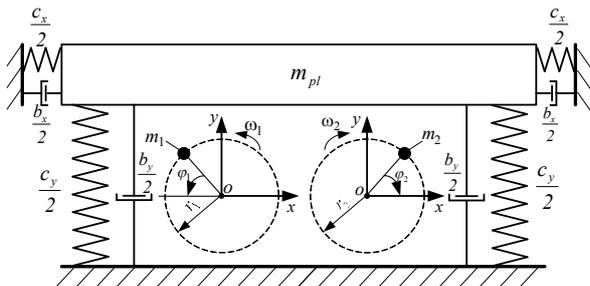


Рисунок 1 – Схема механической части ВП

Перемещение ВП направленного действия и равновесие моментов на валу двигателей описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_{pl}x'' + b_x x' + c_x x &= m_1 r_1 (\varphi_1'' \sin \varphi_1 + \varphi_1'^2 \cos \varphi_1) - \\ &- m_2 r_2 (\varphi_2'' \sin \varphi_2 + \varphi_2'^2 \cos \varphi_2); \\ m_{pl}y'' + b_y y' + c_y y &= m_1 r_1 (\varphi_1'' \cos \varphi_1 - \varphi_1'^2 \sin \varphi_1) + \\ &+ m_2 r_2 (\varphi_2'' \cos \varphi_2 - \varphi_2'^2 \sin \varphi_2); \end{aligned} \quad (1)$$

$$J_{\Sigma 1} \frac{d\omega_1}{dt} = M_{em1} - M_{mex1} + M_{v1};$$

$$J_{\Sigma 2} \frac{d\omega_2}{dt} = M_{em2} - M_{mex2} + M_{v2},$$

где x, y – перемещение ВП по оси X и Y (виброперемещение) соответственно; x', y' – скорость ВП по оси X и Y (виброскорость) соответственно; x'', y'' – ускорение ВП по оси X и Y (виброускорение) соответственно; m_{pl} – масса ВП с формой и бетонной смесью; $c_x = c_y = c_0$ – коэффициенты горизонтальной и вертикальной жесткости соответственно; $b_x = b_y = b_0$ – коэффициенты горизонтального и вертикального демпфирования соответственно; $m_1 = m_2 = m$ – массы первого и второго дебалансов соответственно; $r_1 = r_2 = r$ – расстояние первого и второго дебаланса от оси вращения соответственно; $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ – угловые скорости вращения первого и второго дебалансов соответственно; φ_1, φ_2 – углы поворота дебалансных масс; $J_{\Sigma 1}, J_{\Sigma 2}$ – приведенный момент инерции первого и второго двигателя соответственно; M_{em1}, M_{em2} – электромагнитный момент на валу первого и второго двигателя соответственно; M_{mex1}, M_{mex2} – момент сил сопротивления вращению; M_{v1}, M_{v2} – вибрационный момент.

Момент сил сопротивления вращению двигателей, обусловленный преимущественно сопротивлением в подшипниках вибровозбудителей, определяется согласно выражению [7]

$$M_{mex1} = M_{mex2} = 0,5 f_{tr} m r \omega^2 d, \quad (2)$$

где f_{tr} – приведенный коэффициент трения в подшипниках; d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Выражение для определения вибромомента, действующего на первый и второй двигатель ВП, имеет вид:

$$\begin{aligned} M_{v1} &= M_{v2} = \\ &= m r (x'' \sin \omega t + y'' \cos \omega t + g \cos \omega t), \end{aligned} \quad (3)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Согласно полученным результатам исследований, представленных в [8], во время пуска ВМ величина момента сил сопротивления M_{mex} незначительна и он заметно не влияет на динамику разгона

двигателей, а вибромомент M_v может существенно изменяться в зависимости от параметров колебательной системы.

Так как $M_{v1} = M_{v2}$, детальное изучение вибромомента и определение наиболее влияющих параметров ВМ на его величину во время прохождения резонансной зоны в дальнейшем будет рассматриваться для одного двигателя.

Следует отметить, что выражение (3) описывает вибромомент при колебаниях ВП вдоль оси X и Y . Как было отмечено ранее, рассматриваемая ВП совершает колебания только вдоль оси Y , т.е. $x = 0$, таким образом, выражение (3) примет вид:

$$M_{v1} = mr(y'' \cos \omega t + g \cos \omega t). \quad (4)$$

Исходя из (4), вибромомент представляет собой гармоническую функцию времени, поэтому необходимым является определение его постоянной и переменной составляющих.

Для определения ускорения перемещения ВП y'' вдоль оси Y воспользуемся согласно [9] общим решением второго уравнения системы (1):

$$y = e^{-ht} (C_1 \sin k_* t + C_2 \cos k_* t) + \frac{(m_1 + m_2)r\omega^2}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin(\omega t - \gamma), \quad (5)$$

где $h = \frac{b_0}{2m_{pl}}$ – коэффициент затухания колебаний;

C_1, C_2 – постоянные, которые находятся из начальных условий; $k_* = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ – частота затухающих колебаний системы; $\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0}{m_{pl}}}$ – собственная частота колебаний ВП;

$tg\gamma = \frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}$ – угол, характеризующий отставание фазы перемещения от фазы силы.

Первая часть выражения (5) представляет собой колебания с частотой k_* , которые с течением времени затухают и вскоре после начала процесса становятся практически несущественными, следовательно, остановимся на второй части общего решения

$$y = \frac{(m_1 + m_2)r\omega^2}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin(\omega t - \gamma), \quad (6)$$

описывающей незатухающие установившиеся колебания, происходящие с частотой возбуждения.

Путем двойного дифференцирования (6) выражение для определения виброускорения ВП y'' примет вид:

$$y'' = -\frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin(\omega t - \gamma). \quad (7)$$

Тогда, подставив (7) в (4), получим уравнение вибромомента:

$$M_{v1} = mr \left(-\frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \times \right. \\ \left. \times \sin(\omega t - \gamma) \cos \omega t + g \cos \omega t \right). \quad (8)$$

Принимая во внимание тригонометрическое тождество $\sin \alpha \cos \beta = \frac{1}{2} [\sin(\alpha - \beta) + \sin(\alpha + \beta)]$, первое слагаемое в скобках выражения (8) можно записать в виде

$$-\frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin(\omega t - \gamma) \cos \omega t = \\ = -\frac{1}{2} \frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} (\sin \gamma + \sin(2\omega t - \gamma)),$$

в этом случае уравнение, описывающее вибромомент (8), примет вид:

$$M_{v1} = -\frac{mr}{2} \frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin \gamma - \\ -\frac{mr}{2} \frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin(2\omega t - \gamma) + \\ + mrg \cos \omega t. \quad (9)$$

Исходя из (9), определяем постоянную и переменную составляющие вибромомента:

$$M_{v1} = M_{v.c} + M_{v.v}, \quad (10)$$

где $M_{v.c}$ – постоянная составляющая вибромомента:

$$M_{v.c} = -\frac{mr}{2} \frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \sin \gamma; \quad (11)$$

$M_{v.v}$ – переменная составляющая вибромомента:

$$M_{v.v} = -\frac{mr}{2} \frac{(m_1 + m_2)r\omega^4}{m_{pl}(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} \times \\ \times \sin(2\omega t - \gamma) + mrg \cos \omega t. \quad (12)$$

Анализируя полученные выражения, приходим к выводу, что переменная составляющая вибромомента $M_{v.v}$ представляет собой синусоиду, колеблющуюся с частотой в два раза больше частоты колебаний вынуждающей силы. При этом основной нагрузкой на приводные двигатели ВП является постоянная составляющая вибромомента $M_{v.c}$, зависящая от режима работы и параметров ВМ.

Следует отметить, что во время прохождения резонансной зоны $M_{v.c}$ меняет свой знак, т.е. во время пуска M_{v1} может быть как сопротивлением для приводных двигателей ВМ, так и способствовать их вращению. Объяснением данного свойства $M_{v.c}$ является наличие в (11) $\sin \gamma$, который равняется

$$\sin \gamma = \frac{tg\gamma}{\sqrt{1 + tg^2\gamma}}, \quad (13)$$

где знаменатель всегда будет положительным, а числитель определяется как $tg\gamma = \frac{2h\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}$, т.е. зависит от ω и при достижении $\omega \geq \omega_0$ меняет свой знак на противоположный.

Для подтверждения вышесказанного на рис. 2 приведена зависимость постоянной составляющей вибромомента нагрузки АД в функции частоты вращения валов для следующих значений параметров промышленной ВП: $m_{pl} = 9000$ кг; $c_0 = 1,268 \cdot 10^8$ Н/м; $b_0 = 30600$ Нс/м; $r = 0,1$ м; $m = 18$ кг.

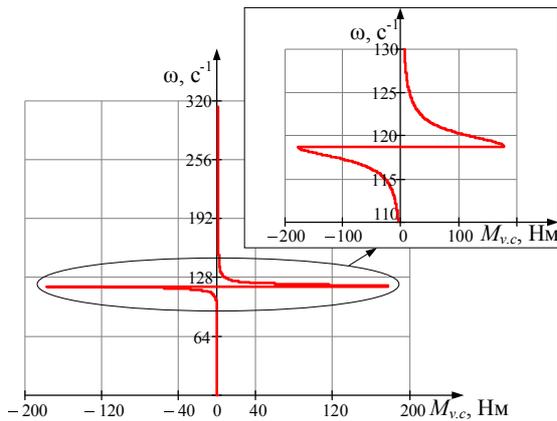


Рисунок 2 – Зависимость постоянной составляющей вибромомента от частоты вращения

Из рис. 2 видно, что величина $M_{v.c}$ в начале резона вибросистемы является незначительной и практически не влияет на процесс пуска. С возрастанием частоты вращения дебалансных валов увеличивается частота колебаний рабочего органа ВМ и, соответственно, возрастает величина вибромомента, действующего на приводные АД. Особенно существенно возрастает $M_{v.c}$, когда частота вращения дебалансных валов совпадает с собственной частотой колебаний рабочего органа ВП. В этот момент $M_{v.c}$ меняет свой знак, что свидетельствует о том, что вибромомент является то тормозящим, то движущим. При прохождении резонансной зоны величина $M_{v.c}$ является максимальной, т.е. M_{v1} является полностью тормозящим, что может привести к «застреванию» частоты вращения приводных двигателей ВП [7, 8]. После прохождения резонансной зоны величина $M_{v.c}$ существенно уменьшается и до достижения установившегося режима изменяется незначительно, при этом наблюдается относительно стремительное возрастание частоты вращения АД.

С помощью математического моделирования на основании системы дифференциальных уравнений (1) были получены кривые вибрационного момента и частоты вращения двигателя (рис. 3) во время пуска и прохождения резонансной зоны промышленной ВП, параметры которой приведены выше.

Использовались паспортные данные АД с короткозамкнутым ротором серии 4А180М4УЗ: $P_n = 30$ кВт; $n_0 = 1500$ об/мин; $U_n = 220$ В; $R_1 = 0,16$ Ом; $R_2 = 0,078$ Ом; $X_1 = 0,362$ Ом; $X_2 = 0,513$ Ом; $X_\mu = 15,34$ Ом; $I_n = 56,12$ А; $\lambda_p = 1,4$; $\lambda_k = 2,3$; $S_n = 1,9$ %; $S_k = 14$ %; $\eta = 91$ %; $J_d = 0,2245$ кг·м². Для увеличения угловой скорости вращения дебалансных валов до $\omega = 314$ с⁻¹ в рассматриваемой ВМ установлены редукторы.

Кривая M_{v1} (рис. 3) хорошо отображает его поведение при пуске ВП и подтверждает вышеизложенные теоретические рассуждения. Из рис. 3 видно, что колебания вибромомента с максимальной амплитудой в отрицательной области при прохождении резонансной зоны приводят к «застреванию» частоты вращения АД, далее, когда амплитуда колебаний M_{v1} уменьшится, двигатели продолжают разгоняться до номинальной частоты вращения.

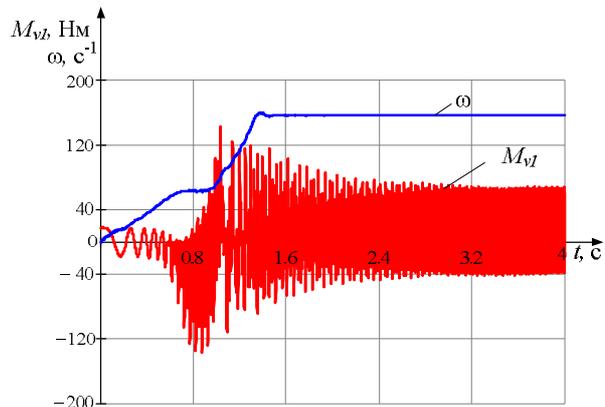


Рисунок 3 – Кривая вибрационного момента и частоты вращения двигателя

Исходя из выражения (11) следует, что на величину $M_{v.c}$ при прохождении резонансной зоны оказывают влияние параметры ВП, такие как массы ВП m_{pl} , коэффициента жесткости опор c_0 , массы дебалансов m , расстояния дебаланса от оси вращения r . Изменение m_{pl} или c_0 приводит к изменению собственной частоты колебаний рабочего органа ВП ω_0 , а изменение m или r – к изменению статического момента дебалансов.

На рис. 4–6 приведены зависимости постоянной составляющей вибромомента при разных значениях m_{pl} , c_0 и m . При исследованиях значения m_{pl} , c_0 , m брались больше и меньше исходных.

Анализ рис. 4–5 показал, что увеличение m_{pl} или уменьшение c_0 приводит к существенному снижению величины $M_{v.c}$ при прохождении резонансной зоны, при этом АД могут быстрее выйти на установившийся режим.

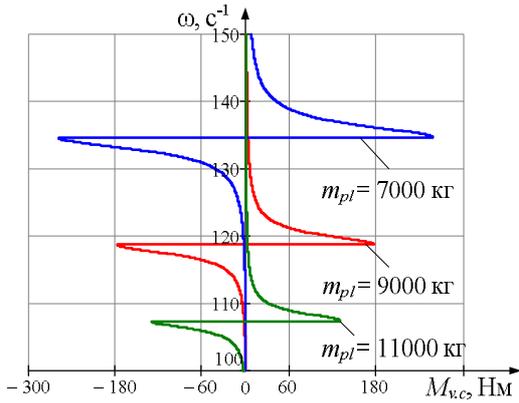


Рисунок 4 – Зависимость $M_{v.c}$ от частоты вращения при разных значениях m_{pl}

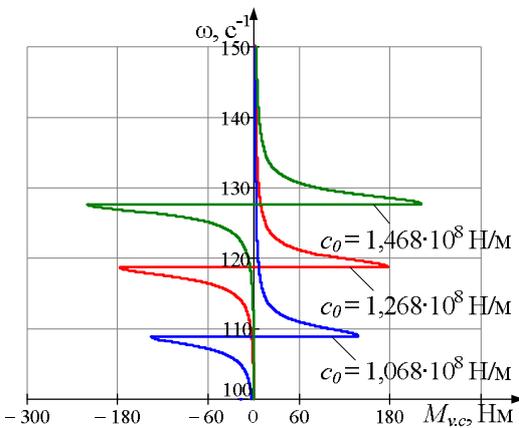


Рисунок 5 – Зависимость $M_{v.c}$ от частоты вращения при разных значениях c_0

Данное явление связано с тем, что увеличение m_{pl} или уменьшение c_0 приводит к меньшим значениям частоты собственных колебаний рабочего органа ВП, следовательно, чем меньше ω_0 , тем раньше наступит резонанс. В этом случае амплитуда колебаний рабочего органа ВП не успеет достичь значения, близкого к резонансному, что приведет к уменьшению величины $M_{v.c}$.

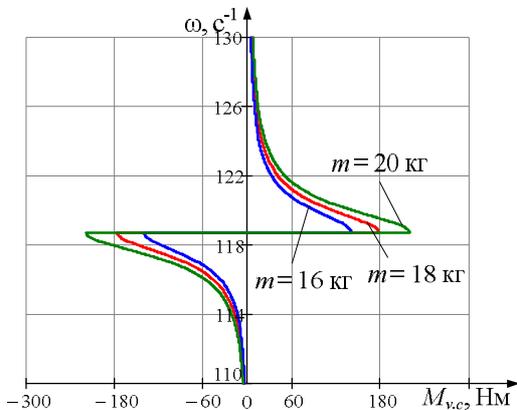


Рисунок 6 – Зависимость $M_{v.c}$ от частоты вращения при разных значениях m

Применение дебалансов с меньшим статическим моментом (рис. 6) за счет уменьшения массы m также способствует уменьшению M_{v1} при прохождении резонансной зоны. Однако в данном случае снизится и амплитуда колебаний рабочего органа ВП в установившемся режиме, что влечет за собой изменение технологического процесса.

На величину $M_{v.c}$ также оказывает воздействие ускорение, с которым изменяется угловая частота вращения дебалансных валов при пуске [6]. Для исследования данного явления на рис. 7 приведены кривые изменения угловой скорости вращения дебалансных валов с разным ускорением, т.е. $\omega(t) = at$, где a – ускорение. Подставив $\omega(t) = at$ с разными значениями a в выражение (11), было получено семейство кривых постоянной составляющей M_{v1} (рис. 8).

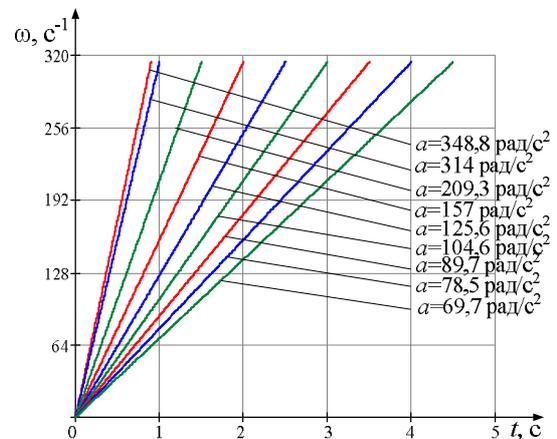


Рисунок 7 – Изменение угловой скорости вращения дебалансных валов при пуске ВП

По максимальным значениям $M_{v.c}$ при изменении угловой скорости вращения дебалансных валов с разным ускорением во время пуска получена зависимость $M_{v.c_max}(a)$, которая приведена на рис. 9.

Кривая максимального значения постоянной составляющей вибрационного момента при разном ускорении пуска ВП (рис. 9) аппроксимируется функцией

$$M_{v.c_max}(a) = 1,8 - 5,3 \cdot 10^{-3} a - \frac{4,37 \cdot 10^6}{a^2}. \quad (14)$$

Из рис. 8, 9 следует, что величина $M_{v.c_max}$ при прохождении резонансной зоны существенно зависит от ускорения пуска вибросистемы. Чем быстрее происходит разгон ВМ, тем меньше будет негативное влияние вибромомента на приводные двигатели.

Таким образом, для уменьшения величины максимального значения постоянной составляющей вибрационного момента во время пуска наиболее целесообразно применять ускоренное прохождение резонансной зоны, т.к. в остальных случаях необходимо изменять параметры конструктивных элементов ВМ, что влечет за собой изменение технологических режимов ВМ.

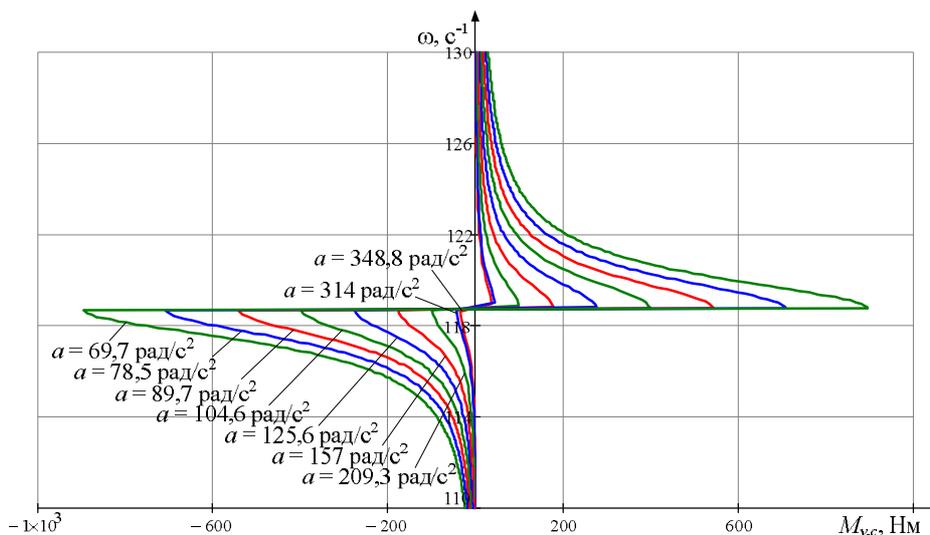


Рисунок 8 – Зависимость $M_{v,c}$ от угловой частоты вращения при разном ускорении пуска

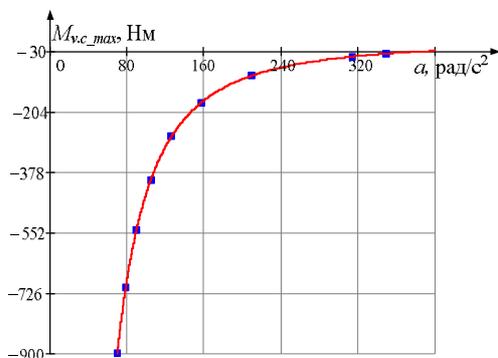


Рисунок 9 – Изменение максимального значения $M_{v,c}$ при разном ускорении пуска ВП

ВЫВОДЫ. Комплексы по изготовлению отечественных железобетонных изделий оборудуются вибротехническими устройствами для реализации операций уплотнения бетона, оборудованными электроприводами переменного тока с короткозамкнутыми двигателями. Исполнительные устройства таких электроприводов включают дебалансные механизмы эксцентрикового типа. В кинематическом отношении электропривод ВМ простейший, чем в каком-то отношении определено недостаточное внимание специалистов-электромехаников к таким приводам в отношении их эффективности и надежности.

Рассматриваемый механизм недопустимо анализировать без учета особенностей работы ВМ, включающих в динамическом отношении резонансный механический контур с параметрами, зависящими от массы технологического оборудования, жесткости пружин в кинематической цепи и элементов рассеивания энергии. В большинстве случаев рабочий, технологический, режим осуществляется при частоте вращения дебалансов вибровозбудителей механических колебаний, превышающих резонансную частоту. В результате при запуске технологического оборудования переход через резонансную частоту осуществляется в наиболее неблагоприятном случае при запуске двигателя.

Исследования ряда авторов показывают, что переход через резонансную частоту является наиболее ответственным режимом вследствие того, что при резонансе усилия в кинематических цепях моменты на валу двигателей многократно возрастают, что и обуславливает необходимость существенного увеличения установленной мощности приводных двигателей до пяти-, семикратных значений, обусловленных статической нагрузкой. Завышенная мощность приводных двигателей приводит к существенному снижению энергетических показателей и надежности установки.

Установлено, что вибрационный момент включает переменную составляющую, изменяющуюся с частотой в два раза больше частоты колебаний вибрационной системы, а также знакопостоянную компоненту, зависящую от добротности вибрационного контура. Вибрационный знакопостоянный момент при этом меняет свой знак при переходе через резонансную скорость, причем изменение носит ударный характер при резонансной частоте. Момент до этой частоты является тормозящим, а при скорости выше резонансной – движущим.

Изменение знака вибромомента является причиной возможного «застревания» двигателя на скорости, соответствующей резонансной. Это явление носит негативный характер, способствует снижению надежности кинематических связей – соединительных муфт, редукторов и др. Завышенная мощность двигателей является причиной снижения энергетических показателей.

Показано, что темп изменения скорости является важнейшим параметром, за счет изменения которого имеется возможность снижения ударной составляющей вибрационного момента при переходе резонансной зоны.

При построении системы автоматического управления регулируемым электроприводом вибрационных установок следует предусматривать изменения темпа скорости в опасной зоне в сторону его увеличения до значений, зависящих от максималь-

ной перегрузочной способности при соответствующих значениях напряжения и частоты.

Полученные результаты могут быть использованы при расчете и выборе мощности приводных двигателей ВМ с дебалансным регулируемым электроприводом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4: Вибрационные машины и процессы. – 509 с.
2. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
3. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М.: Mashgiz, 1962. – 151 с.
4. Дмитриев В.Н., Гаврилов Е.Н. Переходные процессы резонансных вибрационных машин // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2011. – Вып. 4. – С. 52–55.

5. Wachel J.C., Szenasi Fred R. Analysis of torsional vibrations in rotating machinery [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.engdyn.com/images/uploads/65-torsional_vibration_analysis_-_jcw%26frs.pdf

6. Ноженко В.Ю., Родькин Д.И., Ченчевой В.В. Процессы в электромеханической системе виброуплотнения бетонной смеси с дебалансными вибро-возбудителями // Электромеханичні і енергозберігаючі системи. – 2014. – Вип. 2 (26). – С. 24–30.

7. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.

8. Ярошевич М.П., Толстущко М.М., Тимошук В.М. Перехідні процеси при пуску вібраційних машин з дебалансним приводом // Вісник Севастопольського національного університету. – 2010. – Вип. 110. – С. 85–89.

9. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – Л.: Наука, 1989. – 252 с.

CHARACTERISTICS VIBRATORY TORQUE OF THE DRIVE MOTOR UNBALANCE VIBRATION MACHINE

V. Nozhenko, D. Rodkin, G. Gavrillets

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

ul. Pervomayskaya, 20, Kremenchug, 39600, Ukraine. E-mail: viktoriya_nozhenko@mail.ru

Widely used vibration machines with unbalanced vibro-exciter, working in above resonance mode, characterized by a sharp increase in the amplitude of the oscillations of the working body during the passage of the resonance zone, leading to a possible "jam" rotor motors during start-up. This effect on the engine due to the presence of vibrating point from fluctuating working body vibration machine and is an additional load. As the vibration of the machine is considered single-mass shaker table with vertical directional unbalanced vibro-exciter for compacting concrete mixtures. The mathematical model of movement vibroplatform Y . For determining influence on the dynamics of acceleration vibratory drive motors vibromomenta considered an expression representing a sinusoidal function of time, highlight the constant and variable components. It is determined that the constant component is vibromomenta main load driving motors and vibrators depends on the parameters and operating mode. It is found that the constant component vibromomenta while passing the resonance zone changes sign, i.e. vibromoment can be a driving and braking. The research component vibromomenta constant when changing the vibrator during start-up: mass vibrator, stiffness supports, mass unbalance. It is shown how the vibromomenta at different vibratory acceleration start. Shows the maximum value of the constant component vibromomenta with different start-up acceleration, which can be used in building management systems zarezonansnyh start vibrating machines to eliminate the negative impact of the passage of the resonance zone.

Key words: vibration machine, the unbalance exciter, the resonance zone, a drive motor, vibromoment.

REFERENCES

1. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik* [Vibrations in the technique, reference book] (1981), Vol. 4, Mashinostroeniye, Moscow. (in Russian)
2. Bauman, V.A. and Bykhovskiy, I.I. (1977), *Vibratsionnyye mashiny i protsessy v stroitelstve* [Vibratory machines and processes in the construction], Vysshaya shkola, Moscow. (in Russian)
3. Povidaylo, V.A. (1962), *Raschet i konstruirovaniye vibratsionnykh pitateley* [Calculation and design of vibrating feeders], Mashgiz, Moscow. (in Russian)
4. Dmitriyev, V.N. and Gavrilov, E.N. (2011), "Transient processes above resonance vibrating machines", *Elektrotekhnicheskiye komplekсы i sistemy upravleniya*, Vol. 4, pp. 52–55. (in Russian)
5. Wachel, J.C. and Szenasi, Fred R. "Analysis of torsional vibrations in rotating machinery", available at: http://www.engdyn.com/images/uploads/65-torsional_vibration_analysis_-_jcw%26frs.pdf

6. Nozhenko, V.Yu., Rodkin, D.I. and Chencheyov, V.V. (2014), "Processes in the electromechanical system vibration compacting concrete with unbalanced vibro-exciter", *Elektromekhanichni i energozberigayuchi systemy*, Vol. 2, no. 26, pp. 24–30. (in Russian)

7. Blekhan, I.I. (1994), *Vibratsionnaya mekhanika* [Vibrational mechanics], Fizmatlit, Moscow. (in Russian)

8. Yaroshevych, M.P., Tolstushko, M.M. and Tymoshchuk, V.M. (2010), "Transients at start vibrating machines with debalance drive", *Visnyk Sevastopolskogo natsionalnogo universytetu*, Vol. 110, pp. 85–89. (in Ukrainian)

9. Panovko, Ya.G. (1989), *Vvedeniye v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy* [Introduction to the theory of mechanical vibrations], Nauka, Leningrad. (in Russian)

Стаття надійшла 01.09.2015.