

E.YU. FEDORENKO // Visnyk NTU «KhPI». – 2014. – № 53 (1095). – (Series: Khimiya, khimichna tekhnolohiya ta ecolohiya). – P. 121 – 128. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2079-0821.

The article highlights development trends and the studies results of multifunctional anti-graffiti systems (ACS) with hydrophobic function for surfaces protect. The concept of accelerated tests and parameters for effectiveness evaluation were proposed.

Keywords: graffiti, anti-graffiti system, multifunctional, hydrophobicity, water absorption, wetting angle, modeling of climatic stress.

УДК 621.926.22.001:622.732

В.П. ФРАНЧУК, д-р техн. наук, проф., ГосВУЗ «НГУ», Днепропетровск,
А.В. АНЦИФЕРОВ, канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «НГУ», Днепропетровск

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО В ВИБРОУДАРНОМ РЕЖИМЕ НАГРУЖЕНИЯ

Рассматривается вертикальная вибрационная мельница с жёстким эксцентриковым приводом. Масса помольной камеры соизмерима с массой технологической загрузки – измельчающие тела. Технологическая загрузка приводится к системе с дискретными параметрами: масса и жесткость. Нелинейность системы считается малой. Построена амплитудо–частотная характеристика движения загрузки внутри камеры. Определены усилия в приводе. На этом этапе нелинейность считается существенной и при решении задачи используются обобщенные функции.

Ключевые слова: вибромельница, вертикальные колебания, технологическая загрузка, помольная камера, соотношение масс, эксцентриковый привод

Введение. Интенсификация технологических процессов во второй половине XX века привела к созданию технологических машин виброударного типа, таких как вертикальные вибрационные мельницы, вибрационные щековые дробилки, позднее – установки для забивки свай и отбора геологических проб со дна моря [1]. Вибрационные мельницы нашли широкое применение для получения тонкоизмельченных порошков. В зависимости от конструктивного расположения цилиндрической помольной камеры они подразделяются на горизонтальные и вертикальные. Особенностью вертикальных вибрационных мельниц (МВВ) является возможность реализации в них виброударного режима нагружения. Конструктивная схема динамически уравновешенной МВВ показана на рис. 1.

Помольные камеры 1 и 2 разделены на секции, заполненные мелющими телами до определенного уровня с технологическим зазором до крышек Δ . Рама 3 связана с помольными камерами через амортизаторы 4, конструктив-

© В.П. Франчук, А.В. Анциферов, 2014

ное размещение которых обеспечивает движение камер в вертикальной плоскости. Колебания камер совершаются в противофазе от двухвального эксцентрикового привода 5. Таким образом существенно снижается нагрузка на фундамент. Вращение валам привода передается от двух электродвигателей 6 через упругие муфты 7. Рама 3 установлена на опорные амортизаторы 8.

Анализ данной и ей подобной конструкций показывает, что масса технологической загрузки соизмерима с массой рабочего органа (помольная камера). Вопросы влияния технологической загрузки и обрабатываемого материала на параметры движения машины исследовались в работах А.Д. Лесина [2], А.П. Субача [3], И.Ф. Гончаревича и К.В. Фролова [4], В них рассматривалось взаимодействие рабочего органа с реологической средой. Наиболее близко к сущности решаемой проблемы применительно к МВВ подходят вопросы, рассмотренные в работе В.Н. Потураева, В.П. Франчука и П.П. Королева [5]. Здесь расчетная схема вертикальной вибрационной мельницы с технологической загрузкой представляет собой нелинейную систему, состоящую из дискретной массы (корпус мельницы с приводом) и системы с распределенными параметрами (технологическая загрузка). Продолжение этих исследований развито в [6].

Целью данной работы является уточнение метода динамического расчета вибродарной машины.

Математическая модель. Рассмотрим отдельную секцию МВВ (рис. 1). Динамическая расчетная схема может быть представлена как система с жестким эксцентриковым приводом с радиусом r и частотой вращения ω (рис. 2 а). Считается, что распределенные параметры технологической загрузки приведены к дискретным – массой m_2 и жесткостью c_3 . Масса корпуса мельницы m_1 и жесткость опорных амортизаторов c . Полагаем, что при установившемся режиме работы мельницы зазор e между технологической загрузкой и днищем (крышкой) секции равен половине зазора Δ между технологической загрузкой и крышкой секции в статическом положении мельницы

$$e = 0,5 \Delta. \quad (1)$$

Уравнение, описывающее движение центра тяжести технологической

загрузки будет иметь вид

$$m_2 \ddot{x}_2 + S(x_1 - x_2) = 0. \quad (2)$$

Функция упругой восстанавливающей силы технологической загрузки $S(x_1 - x_2)$ графически представлена на рис. 2, б.

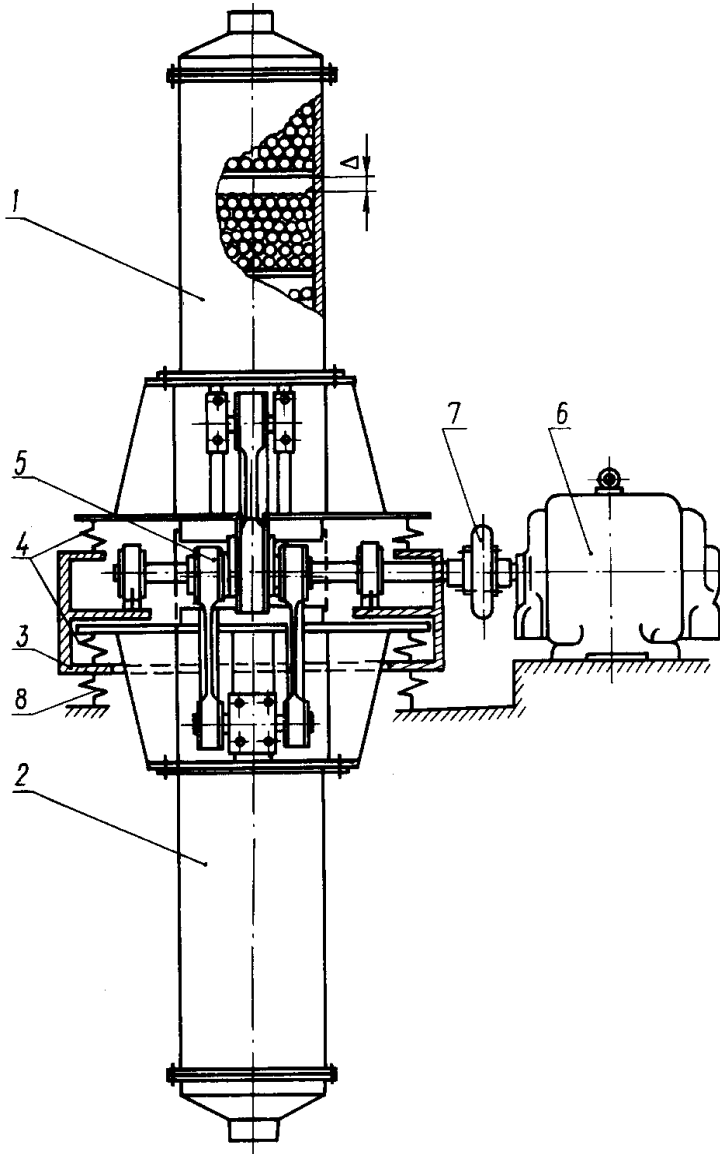


Рис. 1 – Вертикальная вибрационная мельница

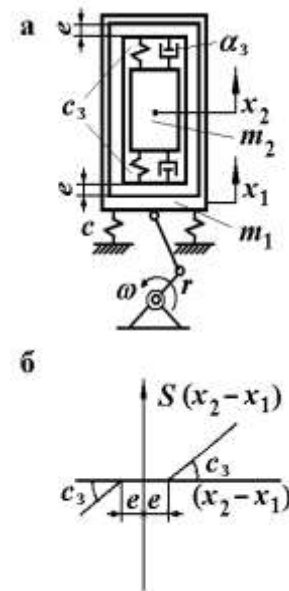


Рис. 2 – Расчетная схема МВВ

Аналитически она может быть записана как:

$$S(x_1 - x_2) = \begin{cases} 0 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e; \\ c_3(x_1 - x_2) - c_3e & \text{при } e < x_1 - x_2 < \infty; \\ c_3(x_1 - x_2) + c_3e & \text{при } -\infty < x_1 - x_2 < -e. \end{cases} \quad (3)$$

Считая нелинейность малой и принимая функцию $c_3(x_1 - x_2)$ в качестве основной, выражение (3) перепишем в виде:

$$S(x_1 - x_2) = c_3(x_1 - x_2) + \varepsilon f(x_1 - x_2). \quad (4)$$

Уравнение (2) удобнее решать относительно координаты $x_{12} = x_1 - x_2$, которое в этом случае переписывается как

$$m_2 \ddot{x}_{12} + S(x_{12}) = m_2 \ddot{x}_1. \quad (5)$$

Неупругие сопротивления α будем учитывать согласно принципа Вольтерра в конечных выражениях чисто упругого решения с использованием понятия о комплексном модуле упругости, введенном Е.В. Сорокиным [7]. В этом случае коэффициент жесткости c_3 заменяется временным оператором

$$c_t = c_3(1 + i\alpha), \quad (6)$$

где α – коэффициент поглощения энергии, i – мнимая единица.

Учитывая, что $x_1 = r \sin \omega t$, уравнение (5) преобразуется к виду

$$m_2 \ddot{x}_2 + S(x_{12}) = m_2 r \omega^2 \sin \omega t. \quad (7)$$

Принимая решение уравнения (7) в виде $x = a \sin(\omega t + \varphi) = a \sin(\psi)$ и используя метод Крылова–Боголюбова [8], зависимость между амплитудой a и частотой ω колебаний получим из выражения

$$a[p_e^2(a) - \omega^2] = r\omega^2. \quad (8)$$

Частота собственных нелинейных колебаний технологической загрузки $p_e(a)$ в (8) определяется выражением

$$p_e^2(a) = p^2[1 - k(z)], \quad (9)$$

где $p = \sqrt{c_3/m_2}$ – частота собственных колебаний «невозмущенной» системы; $k(z) = \frac{2}{\pi} \left(\sin z + z\sqrt{1 - z^2} \right)$ – коэффициент нелинейности; $z = e/a$ – отношение

зазора между технологической нагрузкой и днищем помольной камеры к амплитуде относительных колебаний технологической нагрузки и помольной камеры.

Из (8) получить значение амплитуды колебаний a затруднительно, поэтому оно обычно выражается в явном виде относительно ω , отображая амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) технологической загрузки.

Согласно принятого условия (6) для учета неупругих сопротивлений получаем, что квадрат частоты собственных колебаний (9) является числом комплексным. Тогда частота ω определится как модуль комплексного числа.

Сравнение с экспериментами показывает достаточную точность при построении АЧХ рассматриваемых нами систем. Но для проведения динамических расчетов следует определять ускорения элементов машины, а использование рассмотренного выше метода в этом случае приводит к существенному увеличению погрешности расчетов. Дело в том, что при исследовании системы методом Крылова–Боголюбова упругая восстанавливающая сила представляется в виде основного члена и малой нелинейной добавки. Решение системы в нулевом приближении получается в форме правой части уравнения. И если это решение дает хорошую сходимость с экспериментальными данными по перемещениям элементов системы, то при определении их скоростей, а особенно ускорений имеют место существенные погрешности. Это приводит к большим погрешностям при прочностных расчетах конструкций. Дальнейшее уточнение решения этими методами приводит к громоздким выражениям, неприменимым в инженерной практике.

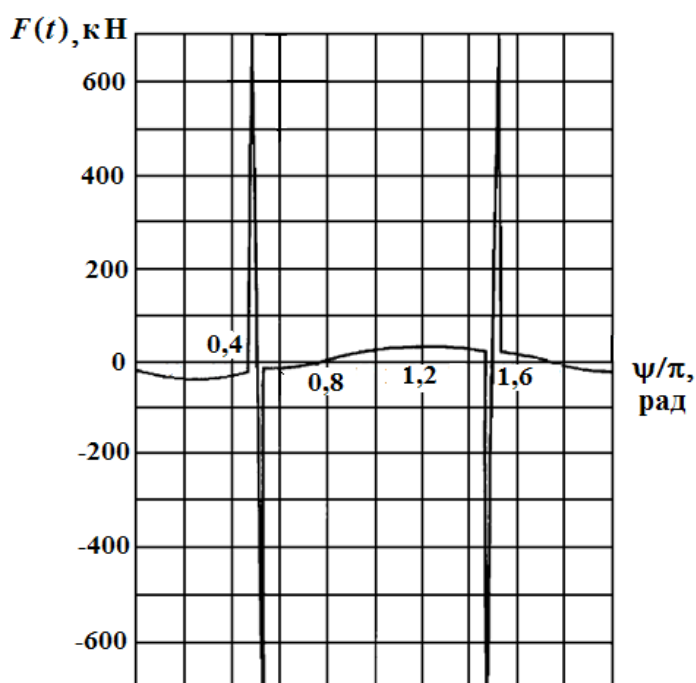


Рис. 3 – Оциллограмма усилия в вибровозбудителе

То есть, влияние технологической нагрузки в МВВ и подобных им машинах настолько существенно, да и сама система настолько нелинейна, что при исследовании их динамики нелинейность системы малой считать уже нельзя. Для подтверждения этого на рис. 3 приведена оциллограмма усилия в вибровозбудителе мельницы, показанной на рис. 1. Из нее следует, что в период взаимодействия

секции камеры с технологической нагрузкой имеет место существенное возрастание усилия в вибровозбудителе и даже изменение знака силы, что характерно для существенно нелинейных систем. Поэтому потребовалось дальнейшее совершенствование методов исследований нелинейных динамических систем. Количественно и качественно результаты получаются более точными, если решение принимать в форме левой части уравнения, а правую часть уравнения (функцию вынуждающей силы) в дальнейшем спроектировать на это решение. Наиболее просто эту операцию можно осуществить при использовании обобщенных функций [9]. Такой подход к решению уравнений, описывающих движение системы с нелинейной характеристикой, позволил более точно прогнозировать прочностные характеристики элементов конструкции. Используя данные расчета, полученные на основе метода осреднения параметров, определим нагрузки на вал привода от одной помольной камеры с учетом кусочно–линейной характеристики воздействия технологической нагрузки. При известной рабочей частоте ω и соответствующей ей амплитуде вынужденных относительных колебаний технологической нагрузки a уравнение для определения усилия на вал привода имеет вид:

$$F = (c - m_1 \omega^2) r \sin(\psi - \varphi) + m_2 a p^2 [(\sin \psi - e) + c_t \omega \cos \psi] + H [(a \sin \psi)^2 - e^2], \quad (10)$$

где φ – фазный угол относительных перемещений помольной камеры и технологической нагрузки, определяется как аргумент комплексного числа, характеризующего амплитуду колебаний;

$$H [(a \sin \psi)^2 - e^2] = \begin{cases} 1 & \text{при } (a \sin \psi)^2 - e^2 > 0, \\ 0 & \text{при } (a \sin \psi)^2 - e^2 \leq 0 \end{cases} \quad \text{– функция Хевисайда.}$$

Пример расчета. Пример АЧХ технологической загрузки полностью уравновешенной вибрационной технологической машины тяжелого типа приведен на рис. 4 (кривая 1). Там же (кривая 2) приведен график изменения усилия в вибровозбудителе. Построение этой характеристики зависимость $F(t)$ описывалась с помощью обобщенных функций.

Технологическая нагрузка представлена смесью стальных шаров и частиц кремнезема, высота слоя шаров 0,22 м, зазор между верхним слоем шаров и крышкой камеры (в статическом состоянии) 0,02 м, полная масса ша-

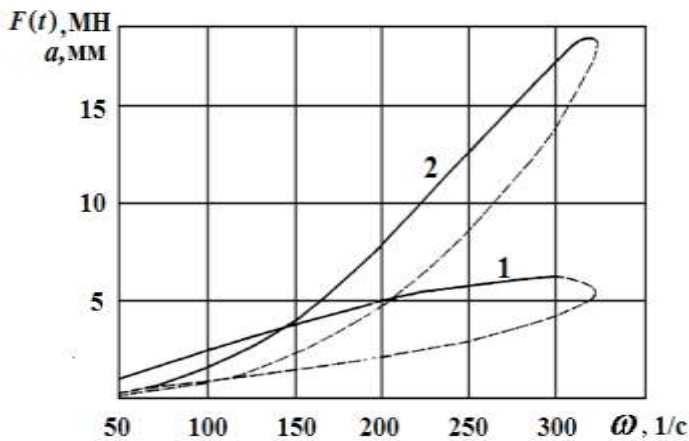


Рис. 4 – АЧХ технологической загрузки и усилие в вибровозбудителе

показывают, что она имеет зависимость амплитуды колебаний технологической загрузки от частоты типичную для нелинейных систем с жесткой характеристикой восстанавливающей силы упругих связей. Применение обобщенных функций позволяет уточнить ее динамические параметры для последующего прочностного расчета.

В дальнейшем необходимо уточнить предложенный метод для построения АЧХ технологической загрузки и динамического расчета неуравновешенных и частично уравновешенных тяжелых вибрационных машин.

Список литературы: 1. Потураев В.Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / В.Н. Потураев, В.П. Надутый, В.П. Франчук. – Днепропетровск: НГА Украины, 2002. – 190 с. 2. Лесин А.Д. Основные направления в развитии вибрационных измельчителей и некоторые вопросы их расчета / А.Д. Лесин // Вибрационная техника: статьи. – М.: НИИИнфстройдоркоммунмаш, 1966. – С. 453 – 460. 3. Субач А.П. Оптимизация объемной вибрационной обработки при модельном представлении загрузки контейнера / А.П. Субач // Вибротехника (Научные труды высших учебных заведений Литовской ССР). – 1973. – Вып. 3 (20). – С. 131 – 143. 4. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич, К.В. Фролов. – М: Наука, 1981. – 319 с. 5. Потураев В.Н. Определение динамических параметров вертикальных вибрационных мельниц с учетом технологической нагрузки / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, П.П. Королев // Вибрационные машины производственного назначения. – 1971. – Т. 2. – С. 50 – 63. 6. Франчук В.П. Конструкции и динамический расчет вибрационных мельниц / В.П. Франчук // Техника и технология обогащения руд: статьи. – М.: Недра, 1975. – С. 143 – 160. 7. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем / Е.С. Сорокин. – М.: Госстройиздат, 1960. – 131 с. 8. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 503 с. 9. Франчук В.П. Применение обобщенных функций в задачах динамики транспортных и транспортно-технологических горных машин / В.П. Франчук // Механика горнотранспортных машин: статьи. – К.: Наук. думка, 1979. – С. 32 – 52.

ров 470 кг, масса исполнительного органа 650 кг, радиус эксцентриситета приводного вала 0,007 м, жесткость опорных амортизаторов 2,8 МН/м. Приведенная жесткость технологической загрузки c_3 определялась как в [6].

Вывод. Исследования полностью уравновешенной вибрационной технологической машины тяжелого типа

References: 1. *Poturaev V.N.* Vibracionnaja tehnika i tehnologii v energoemkih proizvodstvah / *V.N. Poturaev, V.P. Nadutyj, V.P. Franchuk.* – Dnepropetrovsk: NGA Ukrainy, 2002. – 190 s. 2. *Lesin A.D.* Osnovnye napravlenija v razvitii vibracionnyh izmel'chitelej i nekotorye voprosy ih rascheta / *A.D. Lesin* // *Vibracionnaja tehnika: articles.* Moscow: NIInfstrojdorkommunmash, 1966. – S. 453 – 460. 3. *Subach A.P.* Optimizacija obemnoj vibracionnoj obrabotki pri model'nom predstavlenii zagruzki kontejnera / *A.P. Subach* // *Vibrotehnika (Nauchnye trudy vysshih uczebnyh zavedenij Litovskoj SSR).* – 1973. – Vyp. 3 (20). – S. 131 – 143. 4. *Goncharevich I.F.* Teorija vibracionnoj tehniki i tehnologii / *I.F. Goncharevich, K.V. Frolov.* – Moscow: Nauka, 1981. – 319 s. 5. *Poturaev V.N.* Opredelenie dinamicheskikh parametrov vertikal'nyh vibracionnyh mel'nic s uchetom tehnologicheskoy nagruzki / *V.N. Poturaev, V.P. Franchuk, P.P. Korolev* // *Vibracionnye mashiny proizvodstvennogo naznachenija.* – 1971. – Vol. 2. – S. 50 – 63. 6. *Franchuk V.P.* Konstrukcii i dinamicheskij raschet vibracionnyh mel'nic / *V.P. Franchuk* // *Tehnika i tehnologija obogashhenija rud: articles.* – Moscow: Nedra, 1975. – S. 143 – 160. 7. *Sorokin E.S.* K teorii vnutrennego trenija pri kolebanijah uprugih sistem / *E.S. Sorokin.* – Moscow : Gosstrojizdat, 1960. – 131 s. 8. *Bogoljubov N.N.* Asimptoticheskie metody v teorii nelinejnyh kolebanij / *N.N. Bogoljubov, Ju.A. Mitropol'skij.* – Moscow: Nauka, 1974. – 503 s. 9. *Franchuk V. P.* Primenenie obobshhennyh funkcij v zadachah dinamiki transportnyh i transportno-tehnologicheskikh gornyh mashin / *V.P. Franchuk* // *Mehanika gornotransportnyh mashin: articles.* – Kiev: Nauk. dumka, 1979. – S. 32 – 52.

Поступила в редколлегию (Received by the editorial board) 21.08.14

УДК 621.926.22.001:622.732

Особенности расчетов технологического оборудования, работающего в виброударном режиме нагружения / В.П. ФРАНЧУК, А.В. АНЦИФЕРОВ // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 53 (1095). – (Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія). – С. 128 – 136. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2079-0821.

Розглядається вертикальний вібраційний млин із жорстким ексцентриковим приводом. Маса помольної камери порівнянна з масою технологічного завантаження – здрібнюючі тіла. Технологічне завантаження приводиться до системи з дискретними параметрами: маса й жорсткість. Нелінійність системи вважається малою. Побудована амплітудо-частотна характеристика руху завантаження усередині камери. Визначено зусилля в приводі. На цьому етапі нелінійність вважається істотною й при рішенні задачі використовуються узагальнені функції.

Ключові слова: вібромлин, вертикальні коливання, технологічне завантаження, помольна камера, співвідношення мас, ексцентриковий привід

UDC 621.926.22.001:622.732

Features calculations of technological equipment operating in the vibro-impact loading mode / V.P. FRANCHUK, A.V. ANTSIFEROV // Visnyk NTU «KhPI». – 2014. – № 53 (1095). – (Series: Khimiya, khimichna tekhnolohiya ta ecolohiya). – P. 128 – 136. – Bibliogr.: 9 names. – ISSN 2079-0821.

Constructive scheme of dynamically balanced vertical vibration mill with hard eccentric drive is being considered. Specific feature of this type of mills is the ability to implement vibropercussion mode of loading in them. For vibration mills, the mass of grinding chamber is commensurable to the mass of internal technological load – tumbling bodies. In our case, technological load for vertical vibration mills is reduced to a system with discrete parameters – mass and stiffness. For the stiffness is assumed, that the characteristics of the reduced elastic recreational force of technological load is piecewise linear with a symmetric nonlinearity. Considering the nonlinearity as a small, the oscillations assumed to be occurring by harmonic law. In solving dif-

ferential equations the Krylov–Bogoliubov method is being used. Amplitude-frequency characteristic of technological load is being constructed. Comparison with experiments provides sufficient precision about motion and speed. The criterion of the small nonlinearity of the given system gives considerable imprecision. Therefore, for dynamic calculations, more accurate method based on generalized functions is being suggested. To determine force, acting on the drive shaft, equation is being adduced. The graph of change of force in the drive is given.

Keywords: vibration mill, vertical oscillations, technological load, grinding chamber, mass relation, eccentric drive.

УДК 666.3.032.654 : 666.593.22

О.С. ХОМЕНКО, канд. техн. наук, доц., ДВНЗ УДХТУ, Дніпропетровськ,

О.О. МИРШАВКА, асп., ДВНЗ УДХТУ, Дніпропетровськ,

Р.К. ВАСЬКОВСКИЙ, студ., ДВНЗ УДХТУ, Дніпропетровськ,

Л.В. МИХАЛЬСКА, інж., ПАТ «ПЗЕФ»,

В.В. ПАЛАГУТ, інж., ПАТ «ПЗЕФ», смт Першотравенськ (Житомирська обл.)

ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ УЩІЛЬНЕННЯ ПРЕС-ПОРОШКІВ З ВИСОКОЮ ВОЛОГІСТЮ

В роботі приведено дослідження процесів ущільнення прес-порошків з високою вологістю, які застосовуються при виробництві низьковольтних електротехнічних виробів складної конфігурації. Встановлено причини виникнення у výroбах деформацій та розтріскування, викликаних нерівномірною усадкою відпресованого напівфабрикату. Пропонуються шляхи зниження негативного впливу усадочних процесів.

Ключові слова: прес-порошок, вологість, електрофарфор, тонкий помел, усадка, деформація, випал

Аналіз проблеми та її взаємозв'язок з науковими та практичними завданнями. Електротехнічні вироби складної конфігурації (електропатрони, ізолятори, світильники та ін.) можна виготовити лише напівсухим пресуванням з прес-порошків підвищеної вологості [1]. Сам метод напівсухого пресування передбачає можливість одержання чітких розмірів виробів, меншу (у порівнянні з відливанням і пластичним формуванням) повітряну та вогневу усадку мас. Але саме підвищена для традиційного напівсухого способу пресування вологість (12 – 14 %) ускладнює формовочний та сушильний процес виробів.

Наукова та практична проблема полягає в тому, що деякі закономірності, притаманні звичайним прес-порошкам [2, 3] мають певні особливості, а