

politehnicheskogo instituta v oblasti osvoeniya kosmicheskogo prostranstva / S. A. Nazarenko. Zhurnal «Universitates =University: Nauka i prosveschenie». 2013. № 2. 64–74. Print. **9.** Andreev A. G. Osnovnye raboty uchenyh HPI v oblasti analiza termonapryazhennykh konstrukcij. A. G. Andreev, S. A. Nazarenko. Visnik NTU «HPI». Dinamika i micnist' mashin. 2013. № 63 (1036). 3-11. Print. **10.** Elita derzhavi – vidatni vipuskniki Nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkivs'kij politehničnij institut». uporyad. L. L. Tovazhnyans'kij, Yu. D. Sakara, A. V. Bistrichenko ta in. Kharkiv: NTU «HPI», 2010. 188 Print. **11.** Dinamika poleta i upravlenie: 50 let v HPI. D. V. Breslavskij, V. B. Uspenskij, A. A. Larin i dr. Pod obshej redakcej D. V. Breslavskogo. Kharkiv: NTU «HPI», 2014. 488. Print. **12.** Morachkovskij O. K. Infiz: ocherki istorii tvorchestva / O. K. Morachkovskij. Kharkiv: EnergoKlub Ukrainy, 2005. 372 Print. **13.** Hartron. Sistemy upravleniya v kosmose i na zemle. V. A. Siruk, S. A. Rusakov. Kharkiv: Hartron, 2011. 56 Print. **14.** NPP «Hartron-Arkos». Hronika dat i sobytij 1959 – 2012 gg. Sost. V. I. Kotovich. Pod red. Yu. M. Zlatkina. Kharkiv: Hartron-Arkos, 2012. 260 Print. **15.** Rakety i kosmicheskie apparaty konstruktorskogo byuro «Yuzhnoe». Pod red. S. N. Konyuhova. Dnepropetrovsk: ART-PRESS, 2004. 260 Print. **16.** Andreev A. G. Optimizaciya temperatury nagrevaniya pri sborke soedinenij s natyagom. A. G. Andreev, A. V. Schepkin. Vestnik mashinostroeniya. 2013. № 3. 34-37 Print. **17.** Simson E. A. Metody analiza i optimizacii nagruzhennykh elementov tehnologicheskikh sistem. E. A. Simson, S. A. Nazarenko, I. D. Prevo. Visnik NTU «HPI». Tehnologii v mashinobuduvanni. 2014. № 42 (1085). 187-192 Print.

Поступила (received) 24.10.2014

УДК 534/143

А.Е.БОЖКО, д-р техн. наук, профессор, член-корр. НАН Украины, ИПМаш НАН Украины, Харьков;
Е.М. ИВАНОВ, канд. техн. наук, доцент, ХНАДУ «ХАДИ», Харьков;
З.А.ИВАНОВА, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., доцент, ИПМаш НАН Украины, Харьков;
К.Б.МЯГКОХЛЕБ, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ИПМаш НАН Украины, Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ МОДУЛЯТОРОВ ВИБРАЦИЙ

В данной работе осуществляется попытка более детально определить энергетические показатели электромагнитных вибровозбудителей, находящихся широкое применение в технологических процессах уплотнения сред, для передвижения в конвейерах материалов, в испытательных стендах и т.д. Энергетические показатели определяются с учетом вибрационного движения массы и потерь, возникающих в электрической и механической частях. Эти результаты необходимы для оптимального выбора управляющего устройства по энергетическим показателям.

Ключевые слова:якорь, воздушный зазор, демпфирование, жесткость, колебательная система.

© А.Е.Божко, Е.М. Иванов, З.А.Иванова, К.Б.Мягкохлеб, 2014

Введение. Электромагнитные вибровозбудители (ЭМВ) находят широкое применение в технологических процессах уплотнения сред, для передвижения в конвейерах материалов, в испытательных стендах и т.д. [3, 4, 5]. В каждом случае нагрузкой является масса, которая может быть расположена на подвижной части (якоря) ЭМВ непосредственно, либо через упругие элементы (пружины).

Постановка проблемы. Для формирования движения якоря в виде вибрации масс необходимо знать энергетические показатели ЭМВ. Подробный анализ и вывод энергетических соотношений с учетом механических нагрузок и частоты колебаний подвижной системы ЭМВ отсутствуют, хотя некоторые краткие данные о мощности ЭМВ в литературе имеются [4, 5]. Исходя из этого, в данной работе осуществляется попытка более детально определить энергетические показатели ЭМВ с учетом вибрационного движения массы и потерь, возникающих в электрической и механической частях. Рассмотрим однотактную электромеханическую схему ЭМВ (рис. 1).

При подключении зажимов обмотки 4 к источнику (U) в ней возникает ток i , который, в свою очередь, в силу действия закона полного тока

$$i w = \Phi / G, \quad G = (\mu_0 S) / (2 \delta) \quad (1)$$

наводит в магнитопроводе 1 магнитный поток Φ . В выражении (1): w – число витков обмотки 4; G – магнитная проводимость; μ_0 – магнитная проницаемость воздушного зазора; S – площадь поперечного сечения полюсов магнитопровода 1 у воздушного зазора δ . Магнитный поток Φ , проходя по цепи (1, 2 δ , 2), создает в якоря 2 тяговое усилие F , вызывающее его колебания.

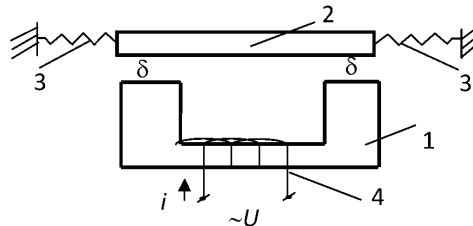


Рисунок 1 – Однотактная электромеханическая схема ЭМВ:

1 – магнитопровод; 2 – якорь; 3 – пружины; 4 – обмотка с электрическим током i ; U – задающее переменное напряжение; δ – воздушный зазор

Подвижная система 2 включает в себя якорь и испытуемый объект. Движение ее описывается дифференциальным уравнением вида

$$m \cdot d^2 x / dt^2 + b \cdot dx / dt + cx = F, \quad (2)$$

где $m = m_{я} + m_{о}$ – общая масса; $m_{я}$ – масса якоря 2; $m_{о}$ – масса испытуемого объекта; b – коэффициент демпфирования; c – коэффициент жесткости; x – перемещение подвижной системы; t – время.

Для поддержания колебаний платформы стэнда (подвижной системы) в течение периода необходим подвод энергии [1]

$$W_c = \int_0^{2\pi/\omega} F \dot{x} dt, \quad \dot{x} = \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

где ω – круговая частота колебаний платформы стэнда.

Как видно из (3) для определения W_c необходимо знать F и x . Известно [3], что

$$F = \Phi^2 / (\mu_0 S), \quad (4)$$

а если использовать выражение (1) и $i = I_m \sin \omega_1 t$, где $\omega_1 (\omega_1 = \omega/2)$ – частота входного напряжения U ; I_m – амплитуда тока, то тогда

$$W_c = \int_0^{2\pi/\omega} \dot{x} (i w / 2\delta)^2 \mu_0 S dt = 1/2 \int_0^{2\pi/\omega} \dot{x} (I_m w / 2\delta)^2 \mu_0 S (1 - \cos \omega t) dt. \quad (5)$$

Представим

$$x = x_a \cos(\omega t - \varphi), \quad (6)$$

где x_a – амплитуда колебаний; φ – сдвиг фаз между F и x .

Для колебательной системы с одной степенью свободы [2]

$$x_a = F_a / \left(m \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \right). \quad (7)$$

Подставим в (5) продифференцированное по t выражение (6). Тогда получим

$$W_c = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi/\omega} (I_m w / 2\delta)^2 \mu_0 S x_a \omega (1 - \cos \omega t) \times [-(\sin(\omega t - \varphi))] dt. \quad (8)$$

Учтем в (8) тригонометрическое преобразование вида $\sin \alpha \cdot \cos \beta = (\sin(\alpha - \beta) + \sin(\alpha + \beta)) / 2$ и введем обозначение

$$1/2 (I_m w / 2\delta)^2 \mu_0 S x_a \omega = A. \quad (9)$$

В этом случае (8) будет иметь вид

$$W_c = A \int_0^{2\pi/\omega} [\cos \omega t \cdot \sin(\omega t - \varphi) - \sin(\omega t - \varphi)] dt = \frac{A\pi}{\omega} \sin \varphi. \quad (10)$$

Таким образом, с учетом (9) и (10)

$$W_c = 1/2 (I_m w / 2\delta)^2 \pi \mu_0 S x_a \sin \varphi \quad (11)$$

или, если учесть (7) и что

$$F_a = 1/2 (I_m w / 2\delta)^2 \mu_0 S, \quad (12)$$

то

$$W_c = \pi F_a \cdot x_a \sin \varphi = \pi m x_a^2 \sin \varphi \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \quad (13)$$

или

$$W_c = \frac{\pi}{4} (\mu_0 S)^2 \cdot \left(\frac{I_m w}{2\delta} \right)^4 \sin \varphi \times \left[m \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \right]^{-1}, \quad (14)$$

где

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}; \quad \varphi = \arctg(b\omega/(c - m\omega^2)). \quad (15)$$

Как видно из выражений (13) и (15) для поддержания колебаний платформы стенда с заданной максимальной амплитудой x_a при известных параметрах электромагнитного возбудителя m, b, c требуется подвод энергии W_c . При изменении механических параметров вибровозбудителя будет изменяться и величина W_c .

Средняя мощность, которой должен обладать усилитель мощности ЭМВС для возбуждения колебаний x , определяется выражением

$$P_{cp} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} F \dot{x} dt = \frac{\omega}{2\pi} W_c, \quad (16)$$

Подставим (16) в (14)

$$P_{cp} = \frac{\omega}{8} (\mu_0 S)^2 \cdot \left(\frac{I_m W}{2\delta} \right)^4 \sin \varphi \times \left[m \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \right]^{-1}. \quad (17)$$

На основании закона Ома

$$I_m = U_m / r, \quad (18)$$

где U_m – амплитуда входного напряжения U ; r – активное сопротивление электрической цепи обмотки 4, получаем

$$P_{cp} = \frac{\omega}{8} (\mu_0 S)^2 \cdot \left(\frac{U_m W}{2\delta r} \right)^4 \sin \varphi \times \left[m \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \right]^{-1}. \quad (19)$$

Выразим $\sin \varphi$ через параметры подвижной системы $\sin \varphi = tg \varphi / \sqrt{1 + tg^2 \varphi}$ и, учитывая (15), получим

$$\sin \varphi = b\omega / (c - m\omega^2) \left[\sqrt{1 + (b\omega / (c - m\omega^2))^2} \right]^{-1}. \quad (20)$$

Подставим (20) в (19)

$$P_{cp} = \frac{b\omega^2}{8(c - m\omega^2)} (\mu_0 S)^2 \cdot \left(\frac{U_m W}{2\delta r} \right)^4 \left[\sqrt{1 + (b\omega / (c - m\omega^2))^2} \right]^{-1} \times \left[m \sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (b\omega/m)^2} \right]^{-1}. \quad (21)$$

ностью P_{cp} , то для осуществления колебаний платформы она будет уменьшена из-за мощности рассеяния, равной $P_r = b\dot{x}^2 + ri^2$. Поэтому общая средняя мощность генератора с напряжением U должна быть

$$P_{общ\text{ср}} = P_{cp} + P_r. \quad (22)$$

Выразим (22) через параметры ЭМВ, входное воздействие U и перемещение x . При этом будем учитывать максимальное значение P_r , а для этого возьмем $\dot{x} = \dot{x}_a = \omega x_a$ и $i = I_m = U_m / r$. Тогда $P_{r\text{max}} = b\omega x_a U_m^2 / r$, и общая мощность ЭМВС записывается выражением $P_{общ} = P_{cp} + P_{r\text{max}}$.

Если для движения платформы необходимо иметь несколько ЭМВ, то тогда

$$P_{общ} = \sum_{k=1}^n P_k = P_{cp} + \sum_{k=1}^n P_{rk}; \quad \sum_{k=1}^n P_{rk} = b\dot{x}^2 + \sum_{k=1}^n i_k^2 R_k. \quad (23)$$

Вывод. В статье представлено доскональное решение задачи об определении мощности ЭМВ стенда. Эти результаты необходимы для оптимального выбора управляющего устройства по энергетическим показателям.

Список литературы: 1. Божко А.Е. Воспроизведение вибраций. – К.: Наукова думка, 1975. – 191 с. 2. Божко А.Е., Голуб Н.М. Динамико-энергетические связи колебательных систем. – К.: Наукова думка, 1980. – 188 с. 3. Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А. Методы проектирования электромеханических вибровозбудителей. – К.: Наукова думка, 1989. – 208 с. 4. Вибрации в технике. В 6-ти т. – Т.2 / Под ред. д.т.н. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 352 с. 5. Вибрации в технике. В 6-ти т. – Т.4 / Под ред. д.т.н. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 510 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bozhko A.E. Vosproizvedenie vibracij. Kyiv: Naukova dumka, 1975. 191 Print. 2. Bozhko A.E., Golub N.M. Dinamiko-energeticheskie svyazi kolebatel'nyh sistem. Kyiv: Naukova dumka, 1980. 188 Print. 3. Bozhko A.E., Permyakov V.I., Pushnya V.A. Metody proektirovaniya elektromehaničeskikh vibrovzbuditelej. Kyiv: Naukova dumka, 1989. 208 Print. 4. Vibracii v tehnikе. V 6-ti t. Vol.2. Pod red. d.t.n. I.I. Blehmana. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 352 Print. 5. Vibracii v tehnikе. V 6-ti t. Vol.4. Pod red. d.t.n. E.E. Lavendela. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 510 Print.

Поступила (received) 04.02.2014