

Список литературы: 1. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Уравнение поверхности арочных зубьев цилиндрических передач Новикова ДЛЗ, нарезанных резцовой головкой // Вестник ХГПУ: Сб. научн. трудов. – Харьков, 1999. – №50. – С.118-127. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Условие существования физического контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.139-146. 3. Дыгало А.И., Демковский И.П., Матюшенко Н.В. Экстремальная теорема об определении точек контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №29. – С.40-44.



Рисунок 4 – Арочный зуб с циклоидальной формой

Поступила в редакцию 11.03.2013

УДК 621.833+515.2

Арочные зубья с циклоидальной продольной формой / Н.В. Матюшенко, В.А. Бережной, А.В. Федченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.75-79. – Бібліогр.: 3 назв.

В даній статті отримано рівняння поверхні зубів циліндричних передач Новикова ДЛЗ з циклоїдальною подовжною формою, що нарізаних різцевою головкою.

Ключові слова: арочні зуб'я, циліндрична передача, зацеплення Новикова, циклоїда.

An equation of the cycloidal-arc tooth's surface of Novikov's cylindrical gearing with two action lines is found in the present note by the duplex spread blade method.

Keywords: arched points, cylindrical transmission, cylindrical gearing by Novikov's, cycloid.

УДК 621.01.833

Х.Д. МУСТАФАЕВ, к.т.н., докторант каф. металловедения и механики машин АзАСУ, Баку, Азербайджан

ДИНАМИКА РАЗГОНА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТОЛА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

В работе исследуется влияние конструктивных элементов, возбуждающих сил, сил трения, механической характеристики двигателя на динамику разгона электропривода стола технологических машин.

Ключевые слова: привод, динамика, разгон, точность, машина.

Введение. Актуальность работы. Точность перестановки стола технологических машин, в частности металлорежущих станков, относительно инструмента или наоборот имеет важное значение в технике. Например, при обработке отверстия в сверлильных станках точное межосевое расстояние обеспечивается методом точной координатной перестановки стола. Возникает вопрос, при каких режимах работы обеспечивается достаточно точное межосевое расстояние и сравнительно большая производительность станка.

Точность перестановки стола из одной позиции в другую непосредственно зависит от динамических свойства привода и от характера движущего момента, моментов инерции движущихся масс, величины трения в направляющих, системы управления и т.д. [1]

Цель работы. В данной работе сделана попытка рассмотреть динамику разгона электромеханического привода стола*.

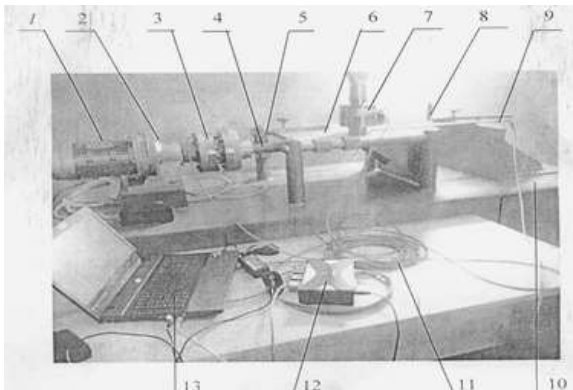


Рисунок 1 – Экспериментальная установка:

1 – мотор-редуктор; 2 – шпоночная муфта; 3 – датчик крутящего момента ТВ2; 4 – ходовой винт; 5 – конечный переключатель; 6 – стол; 7 – датчик измерения усилий U2B; 8 – ограничитель перемещения; 9 – датчик перемещения WA-500; 10 – стол-подставка; 11 – соединительные кабели; 12 – Гуантум^Х; 13 – ноутбук

При движении стола туда и обратно управляется двумя датчиками-переключателями.

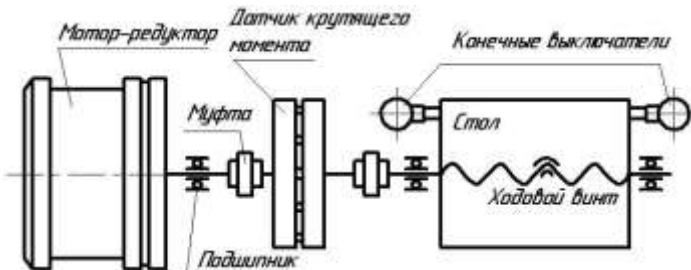


Рисунок 2 – Кинематическая схема электромеханического привода стола

На рисунке 3 привод приведен к двухмассовой модели.

При включении электродвигателя в движение приходит масса с момента инерции J_1 . Масса с моментом инерции J_2 приходит в движение только тогда, когда упругая деформация звеньев будет соответствовать полной величине сопротивления и будут выбраны все зазоры в приводе. Движение привода стола разделено на два этапа. На первом этапе в течение времени от $t=0$ до $t=t_1$ в движении находится масса с

*Электромеханический привод стола спроектирован и испытан под руководством д.т.н., профессора Х.С. Самидова и испытан совместно с докторантом Х.Д. Мустафаевым.

моментом инерции J_1 , а на втором этапе в течение времени от $t=t_1$ до $t=t_2$ в движении будут обе массы. На первом этапе уравнение движения массы J_1 получит вид:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta \dot{\varphi}_1 + c \varphi_1 = M_D, \quad (1)$$

где φ_1 – угловая координата движения; J_1 – момент инерции; β – коэффициент затухания колебания системы, c – приведенная жесткость привода, M_D – момент электродвигателя.

Электрический вращающий момент, действующий на неподвижный ротор электродвигателя в первый этап, после включения в сеть, вычисляется по формуле [10]

$$M_D = M_H \left[1 + e^{-\lambda_2 t} - \left(e^{-\lambda_2 t} \cos(\omega t - \varphi) + e^{-\lambda_2 t} \cos(\omega t + \varphi) \right) / \cos \varphi \right], \quad (2)$$

где M_H – номинальный пусковой момент электродвигателя; λ_1 и λ_2 – коэффициенты затухания колебаний в электрической системе двигателя, ω – синхронная угловая скорость электродвигателя, $\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

Учитывая выражение (2), уравнение (1) запишем в виде

$$\ddot{\varphi} + 2\delta \dot{\varphi} + k^2 \varphi = M_H / J_1 \left[1 + e^{-\lambda_2 t} - \left(e^{-\lambda_2 t} \cos(\omega t - \varphi) + e^{-\lambda_2 t} \cos(\omega t + \varphi) \right) / \cos \varphi \right], \quad (3)$$

где $2\delta = \beta / J_1$; $k^2 = C / J_1$.

Решение уравнения 3 складывается из общего решения однородного, соответствующего данному, и частного решения. Решение уравнения 3 без правой части имеет вид

$$\varphi_1 = e^{-\sigma t} (c_1 \cos pt + c_2 \sin pt), \quad (4)$$

где $p^2 = \delta^2 - k^2$, c_1 и c_2 – произвольные постоянные.

Частное решение уравнения (3) запишем так:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & M_q + M_d e^{-\lambda_2 t} + e^{-\lambda_1 t} M_H [A \cos(\omega t - \varphi) + B \sin(\omega t - \varphi)] + \\ & + e^{\lambda_2 t} M_H [D \cos(\omega t + \varphi) + N \sin(\omega t + \varphi)], \end{aligned} \quad (5)$$

где A , B , D и N – произвольные постоянные.

Выражение (5) два раза дифференцируем, подставим в уравнение (3) и, приравнявая значения соответствующих членов, получим:

$$\begin{aligned} A = & \frac{\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]}; \\ B = & (2\omega(\delta - \lambda_1)) / (J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_1 + k^2)^2]); \\ D = & \frac{\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]}; \\ N = & (2\omega(\delta - \lambda_2)) / (J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\delta\lambda_2 + k^2)^2]); \\ M_1 = & M_H / J_1 (\lambda_2^2 - 2\lambda_2 + k^2); \quad M_q = M_H / J_1 k^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Следовательно, общее решение уравнения (3) $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$ будет

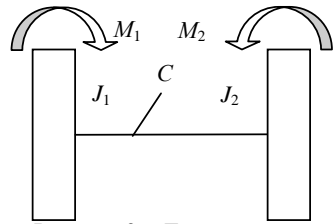


Рисунок 3 – Динамическая модель электропривода стола

$$\varphi = e^{-\sigma t} (c_1 \cos pt + c_2 \sin pt) + M_H / J_1 k^2 + M_H / J_1 (\lambda_2^2 - 2\lambda_2 + k^2) - \frac{M_H e^{-\lambda_1 t} [\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2] \cos(\omega t - \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_1) \sin(\omega t - \varphi)}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2)^2]} - \frac{M_H e^{-\lambda_2 t} [\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2] \cos(\omega t - \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_2) \sin(\omega t - \varphi)}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (7)$$

Используя начальные условия $t=0$, $\varphi=0$, $\dot{\varphi}=0$, найдем значения произвольных постоянных C_1 и C_2 ,

$$C_1 = M_H / J_1 k^2 - M_H / J_1 (\lambda_2^2 - 2\lambda_2 + k^2) + \frac{M_H [(\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2) \cos \varphi - 2\omega(\delta - \lambda_1) \sin \varphi]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2)^2]} + \frac{M_H [(\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2) \cos \varphi + 2\omega(\delta - \lambda_2) \sin \varphi]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (8)$$

$$C_2 = \delta M_H / J_1 p k^2 - M_H (\delta - \lambda_2) / J_1 p (\lambda_2^2 - 2\lambda_2 + k^2) + \frac{M_H [(\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2)(\delta \cos \varphi - \lambda_1 \cos \varphi + \sin \varphi)]}{J_1 p \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_1^2 - \omega^2 - 2\lambda_1 + k^2)^2]} - \frac{M_H [2\omega(\delta - \lambda_1) \delta \sin \varphi - \lambda_1 \sin \varphi - \omega \cos \varphi]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_1)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2)^2]} + \frac{M_H [(\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2)(\delta \cos \varphi - \omega \sin \varphi) + 2\omega(\delta - \lambda_2)(\delta \sin \varphi - \lambda_2 \sin \varphi + \omega \cos \varphi)]}{J_1 \cos \varphi [4\omega^2 (\delta - \lambda_2)^2 + (\lambda_2^2 - \omega^2 - 2\lambda_2 + k^2)^2]}. \quad (9)$$

Таким образом, упругий момент $M_y = c \cdot \varphi$ в кинематической цепи электропривода стола при разгоне определяется выражением

$$M_y = M_H c = \left\{ e^{-\delta t} (c_1 \cos pt + c_2 \sin pt) + e^{-\lambda_1 t} [A \cos(\omega t - \varphi)] + B \sin(\omega t - \varphi) \right\} + e^{-\lambda_2 t} [M \cos(\omega t + \varphi) + N \sin(\omega t + \varphi)] + e^{-\lambda_2 t} / J_1 (\lambda_2^2 - 2\delta \lambda_2 + k^2)^2 + 1 / J_1 k^2 \}. \quad (10)$$

Как видно из выражения (10), первый этап разгона электропривода стола является аллургическим движением. Первые три слагаемые представляют собой затухающие колебания, возникающие вследствие наличия возбуждающей силы. Они имеют различные амплитуды, различные фазы и различные частоты колебания. Эти слагаемые содержат периодическую функцию с периодом $\tau_1 = 2\pi/p$; периодом $\tau_2 = \tau_3 = 2\pi/\omega$; где p – частота собственных колебаний системы.

Вследствие наличия множителей $e^{-\delta t}$, $e^{-\lambda_1 t}$, $e^{-\lambda_2 t}$ эти слагаемые постепенно убывают и вызванные в начале разгона колебания постепенно убывают. Темпы затухания колебаний зависят от величины параметров δ , λ_1 и λ_2 которые выражаются $\delta_1 = \beta/2J_1$, $\lambda_1 = Z_S/X_S$ и $\lambda_2 = Z_P/X_P$, где Z_S , X_S , Z_P и X_P – соответствующие активные и индуктивные сопротивления статора и ротора электродвигателя.

Пренебрегая затуханием в механической и электрической частях систе-

мы ($\delta=\lambda_1=\lambda_2$) можно определить наибольший крутящий момент в упругой системе привода.

При этом выражение упругого момента примет вид

$$M_y = 2M_H \left(1 - \cos kt - \frac{\cos \omega t}{1 - \omega^2 / k^2} + \frac{\cos kt}{1 - \omega^2 / k^2} \right). \quad (11)$$

Как видно из последней формулы, момент упругой силы, возникающий при пуске электродвигателя, возрастает с увеличением частоты собственных колебаний привода. С этой точки зрения целесообразно уменьшить жесткость системы за счет введения в кинематическую цепь упругих элементов.

Как было отмечено выше, масса с моментом инерции M_y придет в движение только тогда, когда момент упругой системы привода стола будет равен величине сопротивления, т.е.

$$M_C = C\varphi. \quad (12)$$

На этапе совместного движения масс с моментами инерции J_1 и J_2 и (рисунк 2) управления движения будут

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_C. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Механическая характеристика асинхронного электродвигателя, шунтового двигателя постоянного тока, система генератор-двигатель и даже гидравлического двигателя изменяется по линейному закону [3, 4, 5, 6],

$$M_g = (M_H / S_H)(1 - \dot{\varphi}_1 / \omega). \quad (14)$$

где M_H – номинальный момент электродвигателя, S_H – номинальное скольжение.

Подставляя (14) в уравнение (13) и принимая обозначения $a=\beta/J_1$; $b=M_H/(J_1 S_H \omega)$; $d=C/J_1$; $h=\beta/J_2$; $z=C/J_2$; $M_1=M_H/(J_1 S_H)$; $M_2=M_C/J_2$ будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + a(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta\dot{\varphi}_1 + d(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ \ddot{\varphi}_2 + h(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - z(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Решение уравнения (15) без правой части, можно принять в виде

$$\varphi_1 = D \cdot e^{st}; \quad \varphi_2 = N \cdot e^{st}. \quad (16)$$

где D и N – произвольные постоянные.

Подставив (16) в однородное уравнение без правой части (15) получим:

$$D(S^2 + as + bs + d) - N(as + d) = 0; \quad -D(hs + z) + N(S^2 + hs + z) = 0. \quad (17)$$

Как известно, уравнение (17) даст решения, отличное от нуля, если равен нулю определитель

$$\begin{vmatrix} (S^2 + as + bs + d) & (as + d) \\ (hs + z) & (S^2 + hs + z) \end{vmatrix} = 0. \quad (18)$$

Отсюда получим

$$S^4 + (a + b + h)S^4 + (d + bh + z)S^2 + bzs = 0. \quad (19)$$

Решая это уравнение, найдем

$$S_1 = 0: S_3 = -n + ip; \quad S_1 = l: S_4 = -n - ip. \quad (20)$$

Подставляя S в однородное уравнение и принимая обозначения

$$D_1 = N_1; \quad D_2 = \gamma_2 N_2; \quad D_3 = \gamma_3 N_3; \quad D_4 = \gamma_4 N_4, \quad (21)$$

получим общее решение уравнения (15) без правой части:

$$\psi_1 = N_1 + \gamma_2 N_2 + e^{-lt} + e^{-nt} (\gamma_3 N_3 \cos pt + \gamma_4 N_4 \sin pt); \quad (22)$$

$$\psi_2 = N_1 + N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (N_3 \cos pt + N_4 \sin pt).$$

Частное решение уравнения (15) будем искать в виде

$$\psi_3 = \alpha_1 t + \beta_1; \quad \psi_4 = \alpha_2 t + \beta_2. \quad (23)$$

Подстановка выражения (23) в уравнение (15) приводит к равенствам

$$\begin{aligned} a(\alpha_1 - \alpha_2) + b\alpha_1 + d[(\alpha_1 - \alpha_2)t + \beta_1 - \beta_2] &= M_1; \\ -h(\alpha_1 - \alpha_2) - z[(\alpha_1 - \alpha_2)t + \beta_1 - \beta_2] &= M. \end{aligned} \quad (24)$$

Отсюда получаем для определения коэффициентов $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ уравнения:

$$d(\alpha_1 - \alpha_2) = 0; \quad da_1 + d(\beta_1 - \beta_2) = M_1; \quad z(\beta_1 - \beta_2) = -M_2. \quad (25)$$

Из этих уравнений получаем

$$a_1 = a_2 = (M_1 z - dM_2) / bz; \quad \beta_1 = M_2 / z. \quad (26)$$

Таким образом, частное решение уравнения (15) будет:

$$\psi_3 = 1/b_z \cdot (M_1 z - dM_2)t + M_2 / z; \quad \psi_4 = 1/b_z \cdot (M_1 z - dM_2)t. \quad (27)$$

Общие решения уравнения (15) $\phi_1 = \psi_1 + \psi_3, \phi_2 = \psi_2 + \psi_4$ будет иметь вид:

$$\phi_1 = N_1 + Y_2 N_2 e^{-lt} + e^{-nt} (Y_3 N_3 \cos pt + Y_4 N_4 \sin pt) + 1/b_z \cdot (M_1 z - dM_2)t + M_2 / z;$$

$$\phi_2 = N_1 + N_2 + e^{-lt} + e^{-nt} (N_3 \cos pt + N_4 \sin pt) + 1/b_z \cdot (M_1 z - dM_2)t. \quad (28)$$

В соответствии с принятыми начальными условиями для второго этапа разгона электропривода стола $t=0, \phi_1 = \phi_0, \dot{\phi}_1 = \omega_0, \phi_2 = 0$.

Запишем уравнения для определения произвольных постоянных N_1, N_2, N_3, N_4 :

$$\left. \begin{aligned} N_1 + \gamma_2 N_2 + \gamma_3 N_3 + M_2 / z &= \phi_0; \\ N_1 + N_2 + N_3 &= 0; \\ -l\gamma_2 N_2 + p\gamma_4 N_4 - n\gamma_3 N_3 + (1/b_z)(M_1 z - dM_2) &= \omega_0; \\ -lN_2 + pN_4 - nN_3 + (1/b_z)(M_1 z - dM_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Решая систему уравнений (29), получим:

$$\begin{aligned} N_1 = -N_2 - N_3; \quad N_2 &= \frac{(1 - \gamma_3) \left[\frac{1}{b_z} (M_1 z - dM_2) (1 - \gamma_4 \omega_0) \right] + n(\gamma_4 - \gamma_3) \left(\frac{M_2}{7} - \phi_0 \right)}{l(\gamma_4 - \gamma_2)(\gamma_3 - 1) + n(\gamma_3 - \gamma_4)(\gamma_2 - 1)}; \\ N_3 &= \frac{N_2(1 - \gamma_2) - \frac{M_2}{z} + \phi_0}{\gamma_3 - 1}; \quad N_4 = \frac{nN_3 + lN_2 - \frac{1}{b_z} (M_1 z - dM_2)}{P}. \end{aligned} \quad (30)$$

Как видно из решений уравнений (7) и (28), разгон электропривода зависит от многих факторов, таких как моментов инерции ведущих и ведомых деталей, моментов движущих сил и сил сопротивления, жесткости конструктивных элементов, скорости движения, характеристики движущего момента и т.п.

Из-за объема статьи здесь не проводится подробный анализ действия всех факторов на характер протекания разгона привода, лишь приводятся некоторые фрагменты из них.

Результаты численных решений уравнений (7), (28), при следующих значениях параметров привода

$$J_1 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; C = 710 \text{ Н/рад}; M_C = 1,0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$J_2 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \beta = 0,1; \omega = 157 \text{ с}^{-1} \quad (31)$$

представлены на рисунке 4. Как видно из графика $\varphi_2 = t_2(t)$ вследствие упругости конструктивных элементов привода, масса с моментом инерции J_2 вступает в свое движение позднее, чем масса с моментом инерции J_1 . Вследствие этого в начале разгона в системе происходит скручивание. Масса с моментом инерции J_2 вступает в свое движение с большим ускорением (скачком), чем масса J_1 , вследствие чего через определенное время в точке "В" угловые скорости этих масс становятся равными друг другу. Затем угловая скорость ω_2 массы с инерцией J_2 становится больше, чем скорость ω_1 массы с моментом инерции J_1 . Следовательно, в приводе происходит раскручивание. Причем это раскручивание продолжается до тех пор, пока угловая скорость массы с моментом инерции J_2 не станет равной угловой скорости массы с моментом инерции J_1 . В дальнейшем привод стола двигается равномерно, т.е. заканчивается разгон.

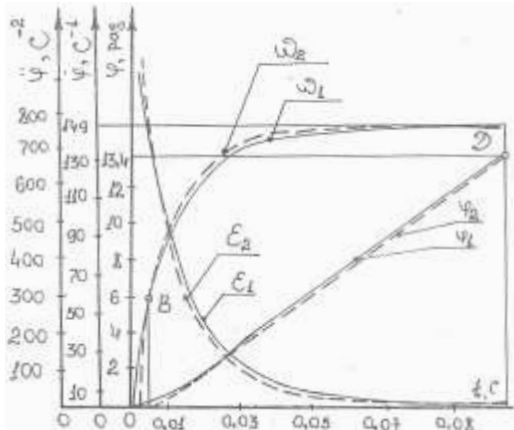


Рисунок 4 — Кривые изменения угла поворота, угловой скорости и углового ускорения привода стола

Найдя разницу между значениями углов φ_1 и φ_2 в точке "Д" (в конце разгона) можно определить динамической ошибки $\Delta\varphi$ и момента упругости силы $M_{\text{упр}} = c \cdot \Delta\varphi$ электропривода стола.

В таблице 1 приведены расчеты угла поворота, скорости и ускорения массы с моментами инерции J_1 и J_2 , а также разницы этих величин $\varphi_1 - \varphi_2 = \Delta\varphi$,

$$J_1 = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; C = 710 \text{ Н/рад}; M_C = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$J_2 = 11,5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \beta = 0,1; \omega = 157 \text{ с}^{-1}.$$

В таблице 2 даны результаты расчета этих же величин в тех же значениях параметров, но при величине момента сопротивления $M_c = 1,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Сравнивая результаты расчетов, приведенных в таблицах 1 и 2 можно убедиться, что при увеличении момента сопротивления в системе увеличивается путь и время разгона.

Таблица1 – углы поворота, скорости и ускорения массы с моментами инерции J_1 и J_2

$\omega = 157\text{c}^{-1}$; $J_1 = 5 \cdot 10^{-4}\text{H} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $J_2 = 5 \cdot 10^{-4}\text{H} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $C = 710\text{H}/\text{рад}$; $\beta = 0,1$; $M_C = 2,0\text{H} \cdot \text{м}$									
$t, \text{с}$	$\varphi_1, \text{рад}$	$\varphi_2, \text{рад}$	$\Delta\varphi, \text{рад}$	$\dot{\varphi}_1, \text{с}^{-1}$	$\dot{\varphi}_2, \text{с}^{-1}$	$\Delta\dot{\varphi}, \text{с}^{-1}$	$\ddot{\varphi}_1, \text{с}^{-2}$	$\ddot{\varphi}_2, \text{с}^{-2}$	$\Delta\ddot{\varphi}, \text{с}^{-2}$
0,001	0,008	0,003	0,005	20,25	14,23	6,02	12504	17232	-4728
0,002	0,036	0,028	0,008	31,16	31,15	0,010	12097	14828	-2731
0,003	0,071	0,062	0,009	43,99	44,57	-0,58	11507	12591	-1084
0,004	0,124	0,116	0,008	54,71	55,70	-0,099	10682	11058	-378
0,005	0,184	0,176	0,008	65,28	66,95	-0,67	9705	9795	-90,0
0,006	0,253	0,246	0,007	74,70	75,35	-0,65	8744	8735	9,0
0,008	0,423	0,417	0,008	90,00	90,60	-0,60	7102	7050	52
0,01	0,613	0,608	0,005	103,1	103,6	-0,050	5709	5651	58
0,02	1,848	1,847	0,001	137,8	138,0	-0,20	1940	1920	20
0,03	3,297	3,296	0,001	149,7	149,8	-0,1	670	664	6
0,04	4,818	4,817	0,001	153,7	153,7	-0,02	228	226	2
0,06	7,916	7,915	0,001	155,6	155,67	-0,01	25,2	25,0	0,2
0,08	11,03	11,03	0	155,8	155,8	0	3,0	3,0	0

Таблица2 – углы поворота, скорости и ускорения массы с моментами инерции J_1 и J_2

$\omega = 157\text{c}^{-1}$; $J_1 = 6,3 \cdot 10^{-4}\text{H} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $J_2 = 11,5 \cdot 10^{-4}\text{H} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $C = 710\text{H}/\text{рад}$; $\beta = 0,1$; $M_C = 1,0\text{H} \cdot \text{м}$									
$t, \text{с}$	$\varphi_1, \text{рад}$	$\varphi_2, \text{рад}$	$\Delta\varphi, \text{рад}$	$\dot{\varphi}_1, \text{с}^{-1}$	$\dot{\varphi}_2, \text{с}^{-1}$	$\Delta\dot{\varphi}, \text{с}^{-1}$	$\ddot{\varphi}_1, \text{с}^{-2}$	$\ddot{\varphi}_2, \text{с}^{-2}$	$\Delta\ddot{\varphi}, \text{с}^{-2}$
0,001	0,014	0,006	0,008	18,75	15,22	3,53	11087	14724	-3637
0,002	0,042	0,032	0,01	29,46	28,50	0,96	10950	12511	-1561
0,003	0,078	0,068	0,01	40,01	40,11	-0,10	10372	10995	-623
0,004	0,112	0,111	0,001	50,30	50,80	-0,50	9549	9752	-203
0,005	0,174	0,166	0,008	59,49	60,08	-0,59	8721	8765	-44
0,006	0,236	0,229	0,007	67,95	58,55	-0,60	7923	7903	20
0,008	0,389	0,382	0,007	82,19	82,75	-0,56	6544	6499	45
0,01	0,565	0,559	0,006	94,23	94,56	-0,33	5376	5335	41
0,02	1,706	1,703	0,003	128,4	128,6	-0,20	2018	2002	16
0,03	3,064	3,062	0,002	149,2	149,3	-0,10	759	753	6
0,04	4,505	4,503	0,002	152,1	152,1	0	284	282	2
0,06	7,460	7,458	0,02	153,6	153,6	0	39,83	39,51	0,32
0,08	10,44	10,43	0,001	154,6	154,6	0	5,73	5,68	0,05
0,1	13,42	13,41	0,001	154,6	155,1	0	0,78	0,78	0

Исследования как теоретически, так и экспериментально показывают, что увеличением коэффициента инерционности $J=J_2/J_1$ системы при одинаковых значениях остальных параметров привода динамическая ошибка, упругий момент и время разгона электропривода стола увеличиваются. С этой точки зрения при проектировании машин целесообразно стремиться к уменьшению коэффициента инерционности J .

Выводы:

1. Выявлена неравномерность движения электромеханического привода стола при разгоне.
2. Нежесткая механическая характеристика асинхронного электродвигателя, переменная сила сопротивления в системе и упругость звеньев привода приводят к увеличению динамической ошибки в системе при разгоне.
3. Для уменьшения динамической ошибки в приводе стола необходимо уменьшить коэффициент инерционности и жесткости системы.
4. Наибольший момент упругой силы, возникающий при разгоне, бывает

на первом этапе разгона. Значение динамического момента в этом случае 4-6 раз превышает значения номинального пускового момента электродвигателя.

Список литературы: 1. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с. 2. Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. – Л.: Судпромгиз, 1953-1954. – Т.1 – 259с. – Т.2 – 215с. – Т.3 – 200с. 3. Кудинов В.А. Динамика станков – М.: Машгиз, 1967 – 359с. 4. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. – М.: Машиностроение, 1969. – 204с. 5. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 111с. 6. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

Поступила в редколлегию 05.03.2013

УДК 621.01.833

Динамика разгона электромеханического привода стола технологических машин / Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.79-87. – Бібліогр.: 6 назв.

У роботі досліджується вплив конструктивних елементів, збуджуючих сил, сил тертя, механічної характеристики двигуна на динаміку розгону електроприводу стола технологічних машин.

Ключові слова: привід, динаміка, розгін, точність, машина.

In this work analyzed influences of construction elements and anxious forces to dynamic technologic machine.

Keywords: drive, dynamics, acceleration, accuracy, machine.

УДК 621.833

А.М. НАДЖАФОВ, д.т.н., доцент каф. ДМ и ПТМ АзГУ, Баку, Азербайджан;
А.И. АБДУЛЛАЕВ, д.т.н., проф., заведующий каф. ДМ и ПТМ АзГУ

О РЕЗУЛЬТАТАХ ПРОМЫШЛЕННОГО ИСПЫТАНИЯ ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО ДВУХПОТОЧНОГО ПАКЕТНОГО РЕДУКТОРА СТАНКА-КАЧАЛКИ СКД 3-1,5-710

Представлены результаты промышленного испытания на нефтепромыслах Пираллахы трехступенчатого двухпоточного пакетного редуктора станка-качалки СКД-3-1,5-710.

Ключевые слова: редуктор, нефтепромыслы.

Актуальность задачи. На кафедре "Детали машин и ПТМ" Азербайджанского Технического Университета разработана, изготовлена и испытана принципиально новая конструкция многоступенчатого редуктора на двух валах с цилиндрическими зубчатыми колесами, отличающийся компактностью, малой металлоемкостью, повышенной надежностью и высокими эксплуатационными показателями [1].

По сравнению с классическими многоступенчатыми редукторами пакетные редукторы (ПР) обладают рядом специфических особенностей, определяющих целесообразность их применения как в механизмах тонких и точных приборов, так и тяжелых и мощных современных машинах и приводах.

Редуктор назван пакетным из-за взаимно наложенного расположения его основных конструктивных элементов – зубчатых двухвенцовых блоков. В предлагаемой механической системе промежуточные валы исключаются, а ведущие и ведомые валы используются как оси для последующих ступеней. Основными преимуществами пакетного редуктора по сравнению с современными многоступенчатыми редукторами классического исполнения являются: возможность получения большого передаточного отношения; малые габаритные размеры; более высокий КПД; большая

© А.М. Наджафов, А.И. Абдуллаев, 2013