

УДК 621 + 531.8

doi:10.18720/SPBPU/2/id24-90

Ю. А. Семенов¹, Н.С.Семенова²

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В УПРУГОЙ МАШИНЕ



¹Юрий Алексеевич Семенов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.; (812)345-1622, E-mail: tmm-semenov@mail.ru



²Надежда Сергеевна Семенова

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)345-1622, E-mail: tmm-nss@yandex.ru

Аннотация

С развитием техники все чаще возникает ситуация, когда использование простейших динамических моделей с жесткими звеньями становится неприемлемым и приходится обращаться к более сложным моделям, учитывающих упругость звеньев. Последнее связано с интенсификацией технологических процессов и ростом рабочих скоростей машин, что приводит к увеличению уровня вибраций.

Актуальной задачей создания машин является проблема снижения динамических ошибок, вызванных упругими колебаниями их механизмов, и динамическими свойствами двигателя в установившихся и переходных режимах работы. Особенно большое значение эта проблема приобретает при создании новых высокопроизводительных машин и, прежде всего, промышленных роботов, позиционирующих платформ и т.д.

Ключевые слова: собственные частоты и формы, динамические податливости, динамические ошибки.

Введение

С ростом рабочих скоростей машин все чаще возникает ситуация, когда использование простейших динамических моделей с жесткими звеньями становится неприемлемым и приходится обращаться к более сложным моделям, учитывающим упругость звеньев. Вопросы, связанные с учетом упругости звеньев, нашли свое отражение во многих монографиях и статьях, посвященных проблемам динамики механизмов и машин [1 – 20] и др.

Переходные процессы возникают в машине при разбеге, выбеге и изменении рабочей нагрузки. Процессу разбега соответствует частное решение уравнений движения, удовлетворяющее нулевым начальным условиям; в процессе разбега происходит переход машины из состояния покоя к установившемуся движению. Задав начальные условия, сведем задачу исследования к классической задаче Коши, решение которой может быть получено с помощью метода Рунге-Кутты. Однако при численном решении этой задачи трудно оценить влияние отдельных параметров на динамические характеристики, что необходимо для задачи синтеза машины.

Переходные процессы с упругим передаточным механизмом

При построении динамической модели упругой машины необходимо учитывать упругость наиболее податливых звеньев механической системы. Практика инженерных расчетов показывает, что наиболее податливыми оказываются звенья передаточных механизмов. Динамическая модель механической системы представляется в виде двух механизмов с жесткими звеньями, соединенных упругим безынерционным звеном, моделирующим передаточный механизм (рис. 1). В рассматриваемом случае уравнение движения системы запишется в виде

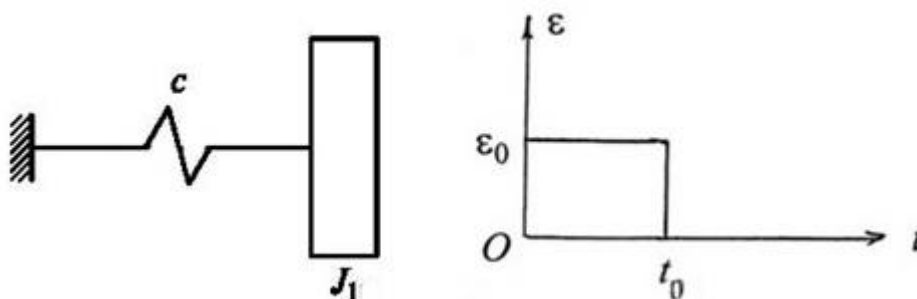


Рис. 1

$$J_1(\ddot{\varphi}_0 + \ddot{\theta}) + b\dot{\theta} + c\theta = -M_0 \quad (1)$$

или

$$\ddot{\theta} + 2n\dot{\theta} + k^2\theta = -\ddot{\phi}_0 - M_0/J_1 \quad (2)$$

где J_1 – осевой момент инерции исполнительного звена 1; $\ddot{\phi}_0$ – программное ускорение ротора двигателя; θ – динамическая ошибка; b – коэффициент сопротивления и c – жесткость передаточного механизма; $-M_0$ – момент рабочей нагрузки; $2n = b/J_1$, $k^2 = c/J_1$.

Предположим, что разбег происходит с постоянным угловым ускорением ротора двигателя

$$\ddot{\phi}_0 = \varepsilon_0 = \omega_0/t_0, \quad (3)$$

где t_0 – время разбега.

Аналитически закон изменения $\ddot{\phi}_0$ может быть представлен в форме

$$\ddot{\phi}_0 = \begin{cases} \varepsilon_0 & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ 0 & \text{при } t > t_0. \end{cases} \quad (4)$$

Используя единичную функцию $\eta(t)$, можно привести уравнение (2) к виду

$$\ddot{\theta} + 2n\dot{\theta} + k^2\theta = -(\varepsilon_0 + M_0/J_1)\eta(t) + \varepsilon_0\eta(t - t_0) = -\mu(t) \quad (5)$$

Закону изменения деформации $\theta(t)$ соответствует частное решение этого уравнения при начальных условиях $t=0; \theta=0; \dot{\theta}=0$. Оно, как известно, представляется в форме интеграла Дюамеля. Интегрируя, получаем

$$\begin{aligned} \theta(t) &= -\int_0^t k_1^{-1} e^{-n(t-\xi)} \sin k_1(t-\xi) \mu(\xi) d\xi = -(\varepsilon_0 + M_0/J_1) \eta(t) \int_0^t k_1^{-1} e^{-n(t-\xi)} \sin k_1(t-\xi) d\xi \\ &+ \varepsilon_0 \eta(t - t_0) \int_0^t k_1^{-1} e^{-n(t-\xi)} \sin k_1(t-\xi) d\xi = -\left[1 - e^{-nt} \left(\cos k_1 t + \frac{n}{k_1} \sin k_1 t \right) \right] k_1^{-2} (\varepsilon_0 + M_0/J_1) \eta(t) \\ &+ \left\{ 1 - e^{-n(t-t_0)} \left[\cos k_1(t-t_0) + \frac{n}{k_1} \sin k_1(t-t_0) \right] \right\} k_1^{-2} \varepsilon_0 \eta(t - t_0), \end{aligned} \quad (6)$$

где $k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}$.

Обычно время разбега t_0 по крайней мере в 5 — 10 раз превосходит период свободных затухающих колебаний, равный $T_1 = 2\pi/k_1$. В этом случае зависимость $\theta(t)$ имеет форму, показанную на рис. 2.

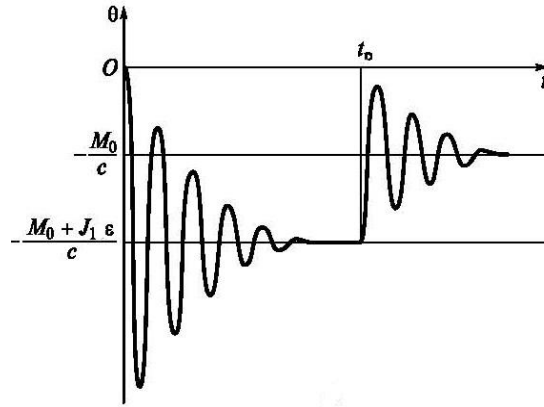


Рис. 2

Скачки программного ускорения в моменты $t = 0; t = t_0$ приводят к возбуждению в системе затухающих свободных колебаний, амплитуда которых в эти моменты достигает соответственно значений $k_1^{-2}(\epsilon_0 + M_0/J_1)$ и $\epsilon_0 k_1^{-2}$. Эти колебания вызывают динамические нагрузки в передаточном механизме.

Переходные процессы в многомассной цепной системе

Определение деформационных ошибок θ_s ($s = 1, 2, \dots, n$) при переходных процессах имеет большее значение для динамического анализа машин с программным управлением (для станков, роботоманипуляторов, многоподвижных платформ и т.п.), в которых переходные процессы занимают значительную часть рабочего времени. Деформационные ошибки определяются по формуле [15]:

$$\theta_s = \sum_{m=1}^n h_{ms} z_m = \sum_{r=1}^n e_{sr}(p) M_r - \sigma_s(p) \dot{\varphi}_0 \quad (7)$$

где оператор динамической податливости, связывающий внешний момент M_r ($r = 1, 2, \dots, n$) с деформационной ошибкой:

$$e_{sr}(p) = \sum_{m=1}^n \frac{h_{ms} h_{mr}}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m}, \quad (8)$$

передаточная функция, связывающая заданное кинематическое воздействие $\dot{\varphi}_0$ с деформационной ошибкой:

$$\sigma_s(p) = \sum_{m=1}^n \frac{h_{ms} g_m}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m}. \quad (9)$$

Здесь h_{ms} – коэффициенты собственных форм; z_m – главные координаты системы; $\alpha_m = (Ih_m)^T h_s$ – модальные массы, $\beta_m = (Bh_m)^T h_s$ – модальные коэффициенты сопротивления, $\gamma_m = (Ch_m)^T h_s$ – модальные жесткости;

I, B, C – симметричные матрицы масс, коэффициентов сопротивления и жесткостей; p – оператор дифференцирования; h_m – собственная форма колебаний; $g_m = (I \cdot 1)^T h_m$.

Для некоторого упрощения задачи предположим, что в переходных процессах внешние моменты равны нулю. Дополнительный учет этих моментов не вызывает затруднений, так как система уравнений движения является линейной.

Из (1) при $M_r = 0$ ($r = 1, 2, \dots, n$) получаем ($s = 1, 2, \dots, n$):

$$\theta_s = -\sigma_s(p)\ddot{\phi}_0 = -\sum_{m=1}^n \frac{g_m h_{ms}}{\alpha_m p^2 + \beta_m p + \gamma_m} \ddot{\phi}_0 = -\sum_{m=1}^n \frac{\rho_s^{(m)}}{\tau_m^2 p^2 + 2\zeta_m \tau_m p + 1} \ddot{\phi}_0, \quad (10)$$

где

$$\tau_m^2 = \alpha_m / \gamma_m; \quad \zeta_m = \beta_m / 2\tau_m \gamma_m; \quad \rho_s^{(m)} = g_m h_{ms} / \gamma_m.$$

При начальных условиях $t = 0$, $\theta_s(0) = 0$, $\dot{\theta}_s(0) = 0$ (движение начинается из состояния покоя системы) следуют две формы представления функций $\theta_s(t)$.

Первая вытекает из преобразования Фурье и является аналогом ряда Фурье. Процесс $\ddot{\phi}_0(t) = \varepsilon(t)$ всегда является интегрируемым на бесконечном интервале времени; поэтому для него существует преобразование Фурье:

$$\varepsilon^\Phi = \Phi[\varepsilon(t)] = \int_0^\infty \varepsilon(t) e^{-j\omega t} dt. \quad (11)$$

Для нахождения динамических ошибок $\theta_s(t)$ надо применить обратное преобразование Фурье ($s = 1, 2, \dots, n$):

$$\begin{aligned} \theta_s(t) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \theta_s^\Phi(j\omega) e^{j\omega t} d\omega = -\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \sigma_s(j\omega) \varepsilon^\Phi(j\omega) e^{j\omega t} d\omega = \\ &= -\sum_{m=1}^n \rho_s^{(m)} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{1 - \tau_m^2 \omega^2 + 2\zeta_m \tau_m j\omega} \varepsilon^\Phi(j\omega) e^{j\omega t} d\omega. \end{aligned} \quad (12)$$

В этой сумме наиболее существенным оказывается первое слагаемое. Объясняется это двумя причинами. Во-первых, коэффициенты $\rho_s^{(m)}$ быстро убывают с ростом m . Во-вторых, продолжительность переходного процесса обычно в несколько раз превосходит наибольший из периодов свободных колебаний системы, т.е. $T_1 = 2\pi/k_1$. В силу этого диапазон частот ω , для которых амплитудно-частотная характеристика $|\varepsilon^\Phi(j\omega)|$ имеет существенную величину, располагается значительно левее, чем частота k_1 . Это означает, что спектр возмущения $|\varepsilon^\Phi(j\omega)|$ расположен,

основном, в дорезонансной зоне. Учитывая это, можно при определении динамических ошибок пользоваться приближенным выражением

$$\theta_s(t) \approx -\rho_s^{(1)} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{1 - \tau_1^2 \omega^2 + 2\zeta_1 \tau_1 j\omega} \varepsilon^\Phi(j\omega) e^{j\omega t} d\omega. \quad (13)$$

Пользуясь преобразованием Фурье, определим частотный спектр возмущения для равноускоренного разбега, представимого в виде $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \eta(t) - \varepsilon_0 \eta(t - t_0)$, где ε_0 – амплитуда ускорения, $\eta(t)$ – единичная функция, t_0 – время разбега.

Тогда

$$\varepsilon^\Phi(j\omega) = \int_0^{t_0} \varepsilon(t) e^{-j\omega t} dt = -\frac{\varepsilon_0}{j\omega} e^{-j\omega t} \Big|_0^{t_0} = \frac{\varepsilon_0}{j\omega} (1 - e^{-j\omega t_0}) = \frac{\varepsilon_0 [1 - (\cos \omega t_0 + j \sin \omega t_0)]}{j\omega}.$$

Амплитудно-частотная характеристика запишется в виде

$$\begin{aligned} |\varepsilon^\Phi(j\omega)| &= \varepsilon_0 \frac{\sqrt{(1 - \cos \omega t_0)^2 + (\sin \omega t_0)^2}}{\omega} = \frac{\varepsilon_0}{\omega} \sqrt{2 - 2 \cos \omega t_0} = \\ &= \frac{\varepsilon_0}{\omega} \sqrt{4 \sin^2 \frac{\omega t_0}{2}} = \frac{2\varepsilon_0}{\omega} \left| \sin \frac{\omega t_0}{2} \right| = \frac{\varepsilon_0 t_0 \left| \sin \frac{\omega t_0}{2} \right|}{\frac{\omega t_0}{2}} = \varepsilon_0 t_0 \frac{|\sin \pi \rho|}{\pi \rho} = \varepsilon_0 t_0 \lambda(\rho), \end{aligned}$$

где $\rho = t_0 / \tau$ – безразмерный параметр, равный числу периодов $\tau = 2\pi / \omega$, происходящих за время разбега t_0 . График зависимости $\lambda(\rho) = |\sin \pi \rho| / \pi \rho$ показан на рис. 3. По отношению к передаточной функции $\sigma_s(p)$ процесс $\varepsilon(t)$ является низкочастотным. Спектр возмущения $|\varepsilon^\Phi(j\omega)|$ расположен, в основном, в дорезонансной зоне.

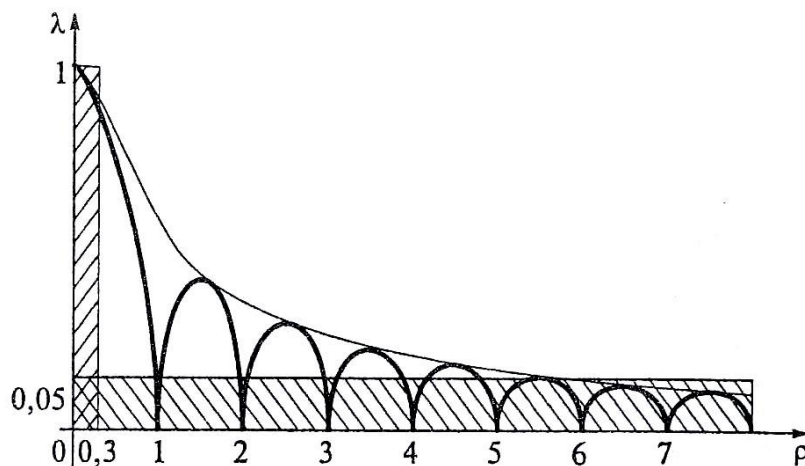


Рис. 3

Вторая форма представления функций $\theta_s(t)$ вытекает из преобразования Лапласа, которое ставит в соответствие каждой однозначной функции $\varepsilon(t)$ – оригиналу единственную функцию $\varepsilon^L(p)$ – изображение:

$$\varepsilon^L(p) = L[\varepsilon(t)] = \int_0^{\infty} \varepsilon(t) e^{-pt} dt. \quad (14)$$

Передаточная функция системы – отношение изображений по Лапласу входной и выходной величин

$$\theta_s^L(p) = -\sigma_s(p) \varepsilon^L(p). \quad (15)$$

Если изображение по Лапласу представляет собой произведение двух функций, то можно использовать теорему о свертке

$$\theta_s(t) = -\int_0^t \sigma_s^{L^{-1}}(t-\xi) \varepsilon(\xi) d\xi, \quad (16)$$

где $\sigma_s^{L^{-1}}(t)$ – обратное преобразование Лапласа от функции $\sigma_s(p)$:

$$\sigma_s^{L^{-1}}(t) = \sum_{m=1}^n \frac{\rho_s^{(m)} k_m}{\sqrt{1-\zeta_m^2}} \cdot e^{-\zeta_m k_m t} \sin(\sqrt{1-\zeta_m^2} k_m t). \quad (17)$$

Подставляя (17) в (16), получаем выражение для динамических ошибок в форме интеграла Дюамеля:

$$\theta_s(t) = -\sum_{m=1}^n \frac{\rho_s^{(m)} k_m}{\sqrt{1-\zeta_m^2}} \int_0^t e^{-\zeta_m k_m (t-\xi)} \sin[\sqrt{1-\zeta_m^2} k_m (t-\xi)] \varepsilon(\xi) d\xi \quad (s=1,2,\dots,n). \quad (18)$$

Очевидно, что $\theta_s(t)$ представляют собой затухающие свободные и сопровождающие колебания, возникающие в системе после окончания действия возмущений, вызванных программным ускоренным движением. Эти колебания, продолжающиеся после окончания процесса позиционирования, являются крайне нежелательными, поскольку приводят к колебаниям рабочих органов машины, препятствующим нормальному протеканию рабочих процессов.

По изложенным выше соображениям в выражении (18) наиболее существенным оказывается первое слагаемое ($m=1$), соответствующее затухающим колебаниям по первой форме колебаний:

$$\theta_s(t) = -\frac{\rho_s^{(1)} k_1}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \int_0^t e^{-\zeta_1 k_1 (t-\xi)} \sin[\sqrt{1-\zeta_1^2} k_1 (t-\xi)] \varepsilon(\xi) d\xi \quad (s=1,2,\dots,n). \quad (19)$$

Вычисления по формуле (18) показывают, что амплитуды динамических ошибок при заданной угловой скорости (в случае разбега и торможения) оказываются обратно пропорциональными времени переходного процесса и квадрату первой собственной частоты. Поэтому

уменьшение ошибок при переходных процессах может быть достигнуто либо уменьшением масс, либо увеличением жесткости передаточного механизма и времени переходного процесса.

В реальных машинах возможности этих способов оказываются ограниченными. Увеличение жесткости передаточных механизмов обычно сопровождается увеличением движущих масс, и поэтому не приводит к значительному увеличению первой собственной частоты. Существенный рост времени переходного процесса приводит к снижению производительности машины, что является нежелательным. Поэтому уменьшение динамических ошибок в современных машинах является сложной технической задачей.

Пользуясь преобразованием Лапласа, определим динамическую ошибку $\theta_2(t)$ в двухмассной системе с заделкой (рис. 4) при равноускоренном разбеге $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \eta(t) - \varepsilon_0 \eta(t - t_0)$, где ε_0 – амплитуда ускорения, $\eta(t)$ – единичная функция, t_0 – время разбега.

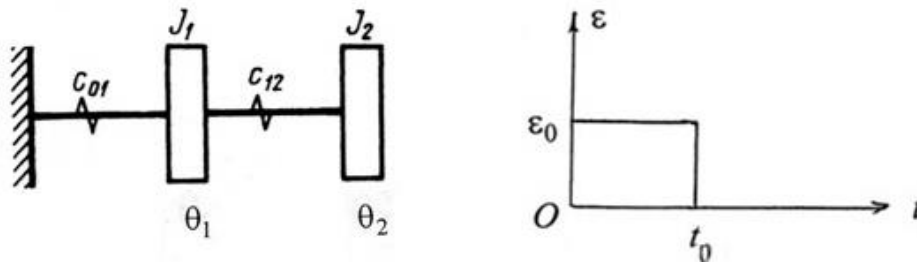


Рис. 4

Примем в рассматриваемой системе $c_{01} = 2c$, $c_{12} = c$, $J_1 = 2J$, $J_2 = J$, $b_1 = b_2 = 0$.

Из частотного уравнения

$$\begin{vmatrix} 3c - 2Jk^2 & -c \\ -c & c - Jk^2 \end{vmatrix} = 2J^2k^4 - 5cJk^2 + 2c = 0$$

находим $k_1^2 = 0,5c/J$, $k_2^2 = 2c/J$. Приняв $h_{11} = h_{21} = 1$, определяем $h_{12} = 2$, $h_{22} = -1$. Тогда $g_1 = J_1 h_{11} + J_2 h_{12} = 4J$, $g_2 = J_1 h_{21} + J_2 h_{22} = J$, $\gamma_1 = k_1^2 (J_1 h_{11}^2 + J_2 h_{12}^2) = 3c$, $\gamma_2 = k_2^2 (J_1 h_{21}^2 + J_2 h_{22}^2) = 6c$, $\rho_2^{(1)} = g_1 h_{12} / \gamma_1 = 8J/3c$, $\rho_2^{(2)} = g_2 h_{22} / \gamma_2 = -J/6c$.

Динамическая ошибка при отсутствии сил сопротивления

$$\theta_2(t) = -\sum_{m=1}^2 \rho_m^{(2)} k_m I_m(t),$$

где интеграл

$$I_m(t) = \int_0^t \sin k_m(t-\xi)[\varepsilon_0\eta(\xi) - \varepsilon_0\eta(\xi-t_0)]d\xi = \frac{\varepsilon_0}{k_m} \cos k_m(t-\xi) \Big|_0^t - \frac{\varepsilon_0}{k_m} \cos k_m(t-\xi) \Big|_{t_0}^t$$

$$= \begin{cases} \frac{\varepsilon_0}{k_m}(1 - \cos k_m t) & \text{при } t < t_0, \\ \frac{\varepsilon_0}{k_m}[\cos k_m(t-t_0) - \cos k_m t] & \text{при } t > t_0. \end{cases}$$

В рассматриваемой системе динамическая ошибка

$$\theta_2(t) = \begin{cases} -2,5 \frac{J\varepsilon_0}{c} + \frac{8J\varepsilon_0}{3c} \cos \sqrt{\frac{c}{2J}}t - \frac{J\varepsilon_0}{6c} \cos \sqrt{\frac{2c}{J}}t & \text{при } t < t_0, \\ -\frac{8J\varepsilon_0}{3c} \left[\cos \sqrt{\frac{c}{2J}}(t-t_0) - \cos \sqrt{\frac{c}{2J}}t \right] + \frac{J\varepsilon_0}{6c} \left[\cos \sqrt{\frac{2c}{J}}(t-t_0) - \cos \sqrt{\frac{2c}{J}}t \right] & \text{при } t > t_0. \end{cases}$$

В полученном выражении можно выделить квазистатическую ошибку $-2,5J\varepsilon_0/c$.

Заключение

При динамическом синтезе машины желательно обеспечивать плавный разбег с идеальным двигателем. Необходимо, чтобы время разбега t_0 существенно превышало периоды свободных колебаний. Обычно время разбега в 5-10 раз должно превосходить период свободных колебаний $T_1 = 2\pi/k_1$; в противном случае в системе накапливаются установившиеся сопровождающие колебания. Уменьшение амплитуды динамической ошибки может быть достигнуто либо увеличением собственных частот, что обеспечивается увеличением жесткостей упругих элементов или уменьшением движущихся масс, либо увеличением времени разбега. В реальных системах возможности обоих способов ограничены. Увеличение жесткости передаточных механизмов обычно сопровождается ростом движущихся масс и потому не приводит к значительному увеличению собственных частот. Увеличение времени разбега приводит к снижению производительности машины, что является нежелательным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Коловский М.З. Динамика машин - Л.: Машиностроение, 1989,
- [2] I.Vulfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [3] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg

- New York, 2000, 394 p.
- [4] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
 - [5] Dresig, H., Holzweißig, F.: Dynamics of Machinery. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.
 - [6] Beitelschmidt M., Dresig H. Machinedynamic. – Aufgaben und Beispiele. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – 407 S.
 - [7] Harris, C. M., Crede, C. E.: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
 - [8] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Часть 1: Изд-во Политехн. ун-та, 2015.– 284.
 - [9] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. – 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
 - [10] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic Mesh in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. I.RE.M.E., Vol. 12, N.9, pp.736-741, 2018
 - [11] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
 - [12] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N., Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127
 - [13] Norton R.L. Design of Machinery, 4 ed, McGraw Hill, 2007, p.860.
 - [14] Mabie H.H., Reinholtz C.F. Mechanisms and Dynamics of Machinery. John Wiley and Sons, New York, 2011, p.644.
 - [15] Семенов Ю.А. Динамика машин. Изд-во Политехн. ун-та, 2010, 318 с.
 - [16] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), pp. 400-404.
 - [17] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Dynamic Errors in Machines with Elastic Links.: Springer – Verlag Berlin, 2019. – pp. 163-174.
 - [18] Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Исследование и моделирование стенда знакопеременных линейных ускорений Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 59-70.
 - [19] Евграфов А.Н., Петров Г.Н., Терешин В.А. Использование дополнительных входов рычажных механизмов при приближении к особым положениям. Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 82-90.
 - [20] Коловский М.З., Евграфов А.Н. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1 (1). С. 3-29.

TRANSIENT PROCESSES IN AN ELASTIC MACHINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

With the development of technology, a situation arises more and more often when the use of the simplest dynamic models with rigid links becomes unacceptable and it is necessary to turn to more complex models that take into account the elasticity of the links. The latter is due to the intensification of technological processes and an increase in the operating speeds of machines, which leads to an increase in the level of vibrations. An urgent task of creating machines is the problem of reducing dynamic errors caused by elastic vibrations of their mechanisms and the dynamic properties of the engine in steady-state and transient operating modes. This problem is especially important when creating new high-performance machines and, above all, industrial robots, positioning platforms, etc.

Keywords: natural frequencies and shapes, dynamic malleability, dynamic errors.

REFERENCES

- [1] Kolovsky M.Z. Dynamics of machines-L.: Mechanical Engineering, 1989, 263 p. (rus.)
- [2] I. Wolfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Fundamentals of Engineering Mechanics. . Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [3] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Sloush A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000, 394 p.
- [4] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of machines and mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
- [5] Dresig H., Holzweissig F. Dynamics of cars. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.
- [6] Beitelschmitt M., Dresig H. Machine dynamics. – A Aufgaben and Beispile. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – 407 p .

- [7] Harris, K. M., Krede, K. E.: Handbook of Shocks and Vibrations, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [8] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Theory of mechanisms and machines in examples and problems Part 1 : Publishing House of the Polytechnic University, 2015. – 284 p (rus.).
- [9] Dresig H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. – 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: : Springer-Verlag, 2005. International Review of Mechanical Engineering.
- [10] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic mesh taking into account the time-varying rigidity of the gear mesh. I.RE.M.E., Volume 12, No. 9, pp.736-741, 2018
- [11] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
- [12] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127.
- [13] Norton R.L. Design of Machinery, 4 ed, McGraw Hill, 2007, p.860.
- [14] Mabie H.H., Reinholtz C.F. Mechanisms and Dynamics of Machinery. John Wiley and Sons, 2011, p.644.
- [15] Semenov Yu.A. Dynamics of machines. Publishing house of the Polytechnic University, , 2010, 318 p. (rus.)
- [16] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), pp. 400-404.
- [17] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Dynamic Errors in Machines with Elastic Links.: Springer – Verlag Berlin, 2019. – pp. 163-174.
- [18] Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Tereshin V.A., Khisimov A.V., Khlebosolov I.O. Research and modeling of the stand of alternating linear accelerations Modern mechanical engineering. Science and education. 2022. No. 11. pp. 59-70.
- [19] Evgrafov A.N., Petrov G.N., Tereshin V.A. The use of additional inputs of lever mechanisms when approaching special positions. Modern mechanical engineering. Science and education. 2022. No. 11. pp. 82-90.
- [20] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N. On Some Directions of Modernizing the TMM Course. Theory of Mechanisms and Machines. 2003. V. 1. № 1 (1). Pp. 3-29.