

Уравнения, описывающие работу гидравлического вибратора

Далее рассматривается динамическая модель гидравлического вибратора. Данная модель представляется студентам Кафедры технологического оборудования транспорта Факультета инженерии транспорта Вильнюсского технического университета им. Гедиминаса, обучающимся по специальности “Технологические системы транспорта”, во время практических занятий по курсу “Технологические системы транспорта и моделирование их рабочих процессов”.

Для описания работы гидравлического вибратора записываются дифференциальные уравнения:

$$\begin{cases} m \cdot x'' = p(x) \cdot A - k \cdot x - c \cdot x' - F_{tr} \cdot \text{sign}(x'); \\ Q_0 = A \cdot x' + Q_1(x) + \frac{V_0 + A \cdot x}{E} \cdot p'; \end{cases} \quad (1)$$

где: x – перемещение поршня со штоком; $x' = \frac{dx}{dt}$ – скорость поршня со штоком;

$x'' = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx'}{dt}$ – ускорение поршня со штоком; m – масса поршня со штоком; $p(x)$ –

давление гидравлической жидкости в рабочей камере; $p' = \frac{dp}{dt}$ – скорость изменения

давления гидравлической жидкости в рабочей камере; A – рабочая площадь поршня; k

– коэффициент жесткости пружины; c – коэффициент гашения механической энергии демпфера; F_{tr} – сила трения между поршнем и стенкой корпуса рабочей камеры; Q_0 –

расход поступающей гидравлической жидкости; $Q_1(x)$ – расход вытекающей гидравлической жидкости; V_0 – начальный объем гидравлической жидкости в рабочей камере; E – модуль упругости гидравлической жидкости.

Расход $Q_1(x)$ вытекающей гидравлической жидкости определяется:

$$Q_1(x) = \begin{cases} 0, & \text{когда } x \leq \Delta; \\ \mu \cdot S(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p(x) - p_0|}, & \text{когда } x > \Delta; \end{cases} \quad (2)$$

где: Δ – расстояние между прорезью в штоке и корпусом рабочей камеры (см. рис. 1); μ – коэффициент, учитывающий геометрию прорези в штоке; $S(x)$ – поперечное сечение прорези в штоке; ρ – плотность гидравлической жидкости; p_0 – начальное давление гидравлической жидкости.

Поперечное сечение $S(x)$ прорези в штоке определяется:

$$S(x) = \begin{cases} 0, & \text{когда } x \leq \Delta; \\ b \cdot (x - \Delta), & \text{когда } x > \Delta; \end{cases} \quad (3)$$

где: b – ширина прорези в штоке (см. рис. 1).

Первое дифференциальное уравнение, в представленной системе уравнений (1), является дифференциальным уравнением второй степени. Оно заменяется двумя дифференциальными уравнениями первой степени. Второе дифференциальное уравнение переписывается относительно $p' = \frac{dp}{dt}$:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = x'; \\ \frac{dx'}{dt} = \frac{p(x) \cdot A - k \cdot x - c \cdot x' - F_{tr} \cdot \text{sign}(x')}{m}; \\ \frac{dp}{dt} = \frac{E}{V_0 + A \cdot x} \cdot (Q_0 - A \cdot x' - Q_1(x)). \end{cases} \quad (4)$$

Полученная система дифференциальных уравнений (4) решается методом Эйлера [3]. Неизвестные в данной системе дифференциальных уравнений – x , x' и p . Метод Эйлера в сокращенной форме можно записать:

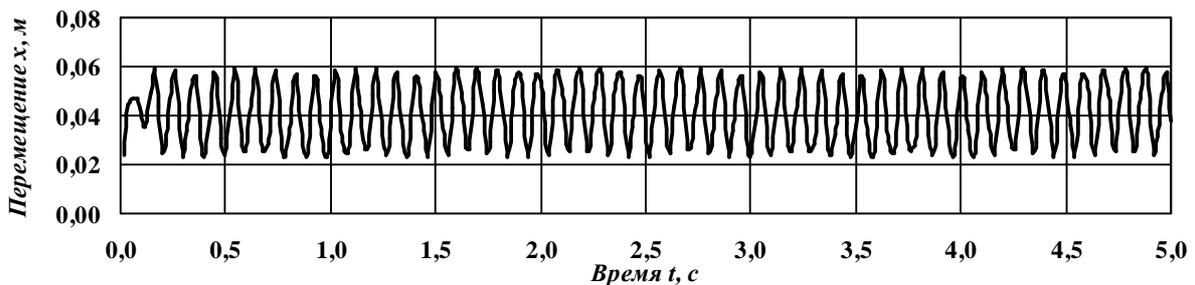
$$z_t = z_{t-\Delta t} + \Delta t \cdot f_{t-\Delta t}; \quad (5)$$

где: z_t – значение неизвестного (x , x' , p) в момент времени t (в текущий момент времени); $z_{t-\Delta t}$ – значение неизвестного (x , x' , p) в момент времени $t - \Delta t$ (в прошедший момент времени); Δt – шаг времени (шаг интегрирования); $f_{t-\Delta t}$ – значение (правая часть) дифференциального уравнения ($\frac{dx}{dt}$, $\frac{dx'}{dt}$, $\frac{dp}{dt}$) первого порядка, рассчитанное с использованием неизвестных из прошедшего момента времени.

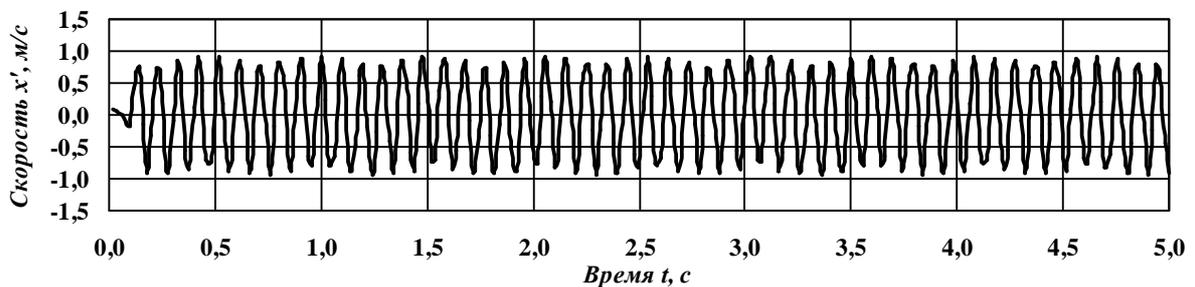
Результаты численного эксперимента

Выполнен численный эксперимент. Для решения уравнений, описывающих работу гидравлического вибратора, используется программная среда Compaq Visual Fortran [4, 5].

Далее представлены результаты численного эксперимента (графические зависимости), наглядно демонстрирующие работу гидравлического вибратора (рис. 2).



а)



б)

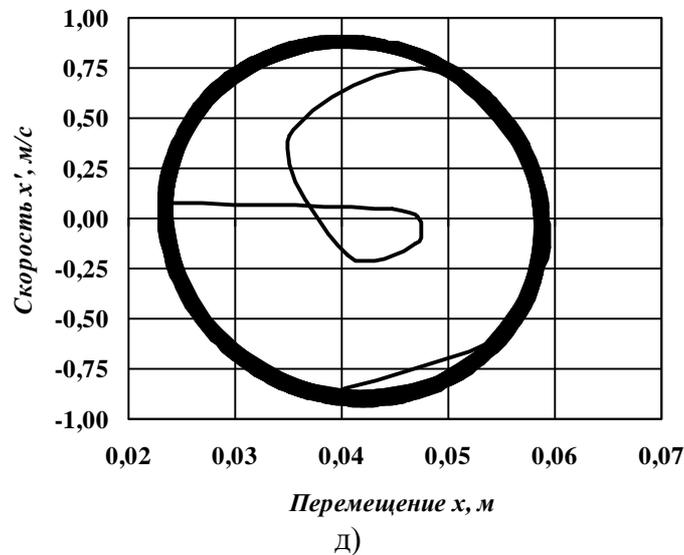
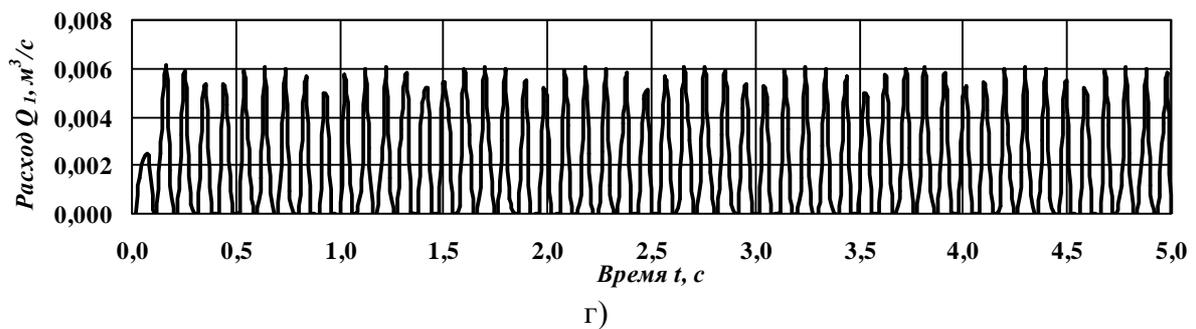
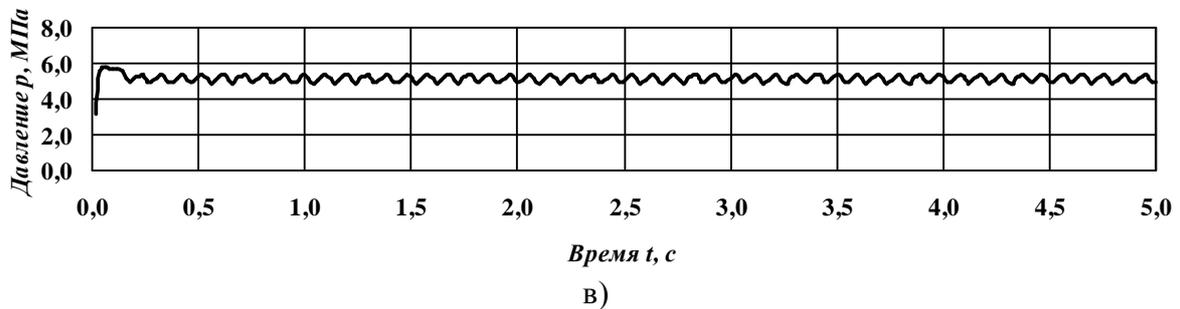


Рис. 2. Зависимости, демонстрирующие работу гидравлического вибратора:
а – перемещение поршня со штоком; б – скорость перемещения поршня со штоком;
в – давление гидравлической жидкости в рабочей камере;
г – расход вытекающей гидравлической жидкости;
д – зависимость скорости перемещения поршня со штоком от перемещения

Выводы:

1. Создана динамическая модель гидравлического вибратора.
2. Для решения уравнений, описывающих работу гидравлического вибратора, используется программная среда Compaq Visual Fortran.
3. Пульсации в представленных результатах численного эксперимента (графических зависимостях) объясняются периодическим вытеканием гидравлической жидкости из рабочей камеры гидравлического вибратора, при ее постоянной подаче в рабочую камеру. Исследуемая система – стабильная, что демонстрируется зависимостью скорости перемещения поршня со штоком от перемещения.

4. Представленная динамическая модель гидравлического вибратора, как составная часть, может быть использована для исследования динамических процессов технологических линий, в которых используются гидравлические вибраторы.

Список литературы: 1. Лепешкин А. В., Михайлин А. А. Гидравлические и пневматические системы. – Москва: Академия, 2006. – 336 с. 2. Богдвичюс М., Прентковский О. Динамика гидравлических и пневматических систем: учебник для студентов технических университетов (Bogdevičius M., Prentkovskis O. Hidraulinių ir pneumatinių sistemų dinamika: vadovėlis universitetų technologijos mokslų srities studentams). – Вильнюс: Техника, 2003. – 264 с. (на литовском языке). 3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – Москва: Наука, 1968. – 720 с. 4. Бартенев О. В. Современный Fortran. – Москва: Диалог-МИФИ, 1998. – 397 с. 5. Прентковскене Р. Аналіз мов програмування, найбільш часто застосовуваних в навчальних закладах Литви з метою навчання основам програмування // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції “Дні науки – 2005”: 15-27 квітня 2005 року. Том 34. Сучасні інформаційні технології. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2005. – с. 39-42.

Сдано в редакцию 29.01.08

ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ І ВЛАСТИВОСТЕЙ АНТИФРИКЦІЙНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ НІКЕЛЮ

Роїк Т.А, Віцюк Ю.Ю, Холявко В.В
(НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)

It is shown that composite antifriction materials of the base of nickel have essential advantages over known materials, thanks to possibility of variation of initial charge content, especially adding CaF_2 solid lubricants to it. Tungsten and molybdenum adding increase a level of physic mechanical and antifriction properties of bearing materials on the base of nickel.

Робота того чи іншого антифрикційного матеріалу обумовлена його властивостями і залежить від наявності чи відсутності тиску, температури, впливу зовнішнього середовища. Тобто уніфікованого матеріалу, який би задовольняв одночасно всім вимогам для різних умов роботи, створити неможливо.

Серед безлічі відомих антифрикційних матеріалів особливе місце займають матеріали, призначені для важких умов роботи, насамперед, що характеризуються високими та підвищеними температурами (600- 800°C) при одночасній дії підвищених навантажень (5-8 МПа).

На сьогоднішній день відомі [1-4] литі підшипникові матеріали на основі нікелю мають високі міцності та механічні характеристики, високу жаростійкість та жароміцність, проте не задовольняють експлуатаційним вимогам внаслідок високих значень коефіцієнту тертя та інтенсивності зношування при температурах 700-800 °С на повітрі.

Тому доцільним є застосування композиційних матеріалів, що можуть мати у своєму складі окрім легуючих елементів антизадирині домішки, які здатні забезпечувати тривалий термін експлуатації вузлів тертя, працюючих у жорстких умовах роботи. Це пов'язано з неможливістю застосування рідких мастил за таких умов роботи (підвищені навантаження на пару тертя і високі температури).