



jet.com.ua

# ВОСТОЧНО-ЕВРОПЕЙСКИЙ ЖУРНАЛ ПЕРЕДОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

ISSN 1729-3774

информационные технологии

інформаційні технології

information  
technologies

новая экономика

нова економіка

new economy

промышленные технологии

промислові технології

industrial  
applications

2/7(50)  
2011

- Прикладная механика

## 2/7 (50) 2011

# Содержание

### ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

- 4      Определение контактных напряжений в радиальных двухрядных подшипниках с бочкообразными роликами  
        **А.В. Чернишенко, А.А. Мельниченко, Г.И. Фесенко**
- 9      Удосконалення кінематичної схеми балістичного гравіметра за рахунок лінійного електромеханічного перетворювача  
        **В.Ф. Болюх, О.І. Вінніченко**
- 16     Розрахунок течії робочої рідини в каналах гідроагрегатів з використанням операторних хвильових опорів  
        **С.П. Кулініч**
- 19     Оцінка похибок показань динамічно-настроювальних гіроскопів  
        **Ю.В. Киричук**
- 25     К вопросу разбивки передаточных отношений бортовых планетарных коробок передач гусеничных машин  
        **Д.О. Волонцевич, Е.А. Веретенников**
- 28     Сравнение показаний, полученных в ходе эксперимента и моделирования  
        **И.Н. Фидровская, И.С. Варченко**
- 31     Гидродинамическое сопротивление ротационного фильтра усовершенствованной конструкции  
        **Е.В. Мочалин**



- 35      Распространение нестационарных изгибных волн в балке на основе уточненной модели  
         А.Д. Шамровский, Л.Н. Егармина
- 39      Формирование консервативных зон в рабочей среде при контейнерной виброобработке  
         М.А. Калмыков
- 44      Математичне формулювання прогнозування зносу багато-компонентних композитів у зоні  
         тертя  
         В.О. Скачков, В.І. Іванов, С.А. Воденніков, С.С. Сергієнко
- 47      Результаты досліджень В. М. Болтинського в контексті розвитку вітчизняного  
         тракторобудування  
         О.Г. Кривоконь
- 51      Гироскоп направления со структурной избыточностью  
         В.В. Карачун, В.Н. Мельник

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

**А. Б. Бойшак**

Доктор технических наук, профессор,  
Украинская Государственная Академия  
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

**Т. В. Буцько**

Доктор технических наук, профессор,  
Украинская Государственная Академия  
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

**М. Д. Годлевский**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**В. И. Гриньва**

Доктор экономических наук, профессор,  
Харьковский государственный экономический университет, УКРАИНА

**В. Г. Даныш**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**Д. А. Демин**

Кандидат технических наук, доцент,  
Технологический Центр, УКРАИНА

**М. Д. Кап**

Доктор технических наук, профессор,  
Восточноукраинский национальный университет имени В. Дяка, УКРАИНА

**Б. В. Клименко**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**Г. И. Лавов**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**П. Г. Перерва**

Доктор экономических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**А. А. Перьяков**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**М. А. Подригало**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный автомобильный технический университет, УКРАИНА

**А. Е. Попов**

Кандидат экономических наук, доцент,  
Харьковский государственный экономический университет, УКРАИНА

**Л. А. Рыбак**

Доктор технических наук, профессор,  
Старооскольский технологический институт, РОССИЯ

**В. Б. Самородов**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**В. Н. Самсонкин**

Доктор технических наук, профессор,  
Государственный научно-исследовательский центр  
железнодорожного транспорта Украины, УКРАИНА

**Ю. В. Соболев**

Доктор технических наук, профессор,  
Украинская Государственная Академия  
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

**А. Л. Станюковский**

Доктор технических наук, профессор,  
Саратовский государственный политехнический университет, УКРАИНА

**В. В. Стариков**

Кандидат физико-математических наук, доцент,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**Р. Д. Сытник**

Доктор экономических наук, профессор,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

**А. Д. Тевяшев**

Доктор технических наук, профессор,  
Харьковский национальный университет радиоэлектроники, УКРАИНА

**Т. А. Терещенко**

Доктор технических наук, профессор,  
Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт», УКРАИНА

**В. Я. Терзиян**

Доктор технических наук, профессор,  
Университет Ювексод, ФИЛИППИНЫ,  
Харьковский Национальный университет радиоэлектроники, УКРАИНА

**И. А. Фурман**

Доктор технических наук, профессор,  
Харьковский государственный технический университет сельского хозяйства, УКРАИНА

#### Главный редактор

**И. Г. Филиппенко**

Доктор технических наук, профессор,  
Украинская Государственная Академия  
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

#### Учредители

ЧП «Технологический Центр»  
Украинская Государственная Академия  
железнодорожного транспорта

#### Верстка

**Л.В. Бондарчук**

#### Аттестовано

Высшей Аттестационной Комиссией Украины  
Перечень № 12 постановления Президиума ВАК № 1-05.36  
от 11.06.03

#### Аттестовано

Постановлением Президиума ВАК Украины  
№ 1-05/2 от 27.05.2009, № 1-05/3 от 08.07.2009,  
Бюллетень ВАК Украины № 8, 2009

#### Рекомендовано

Ученым Советом  
Украинской Государственной Академии  
железнодорожного транспорта  
протокол № 3 от 29.03.2011

Свидетельство о государственной регистрации журнала  
КВ № 17140-5910 ПР от 17.09.2010

#### Адрес редакции и издательства:

Украина, 61145, г. Харьков, ул. Новгородская, 3-а,  
Технологический Центр  
тел. +38 (057) 750-89-90

E-mail: nauka@jjet.com.ua  
Сайт: <http://www.jjet.com.ua>

Подписано в печать 30.03.2011 г. Формат 60 × 84 1/8.

Цена договорная.

Тираж 1000 экз.

Частичное или полное тиражирование любым способом  
материалов, опубликованных в этом издании, разрешается  
только с письменного согласия редакции

#### Подписка:

оформляется через подписные агентства  
«Идея», «Периодика»  
«Саммит», «Меркурий»  
или через редакцию



УДК 532.513

# РОЗРАХУНОК ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ В КАНАЛАХ ГІДРОАГРЕГАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ОПЕРАТОРНИХ ХВИЛЬОВИХ ОПОРІВ

С.П. Кулініч

Кандидат технічних наук, доцент  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки  
Сумський державний університет  
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, Україна, 40007  
Контактний тел.: (0542) 33-54-79

*Наведено методику розрахунку коефіцієнтів передачі трубопроводів, каналів та камер гідроагрегатів. Обґрунтовано правомірність її використання*

*Ключові слова: коефіцієнт передачі, трубопровід, хвильовий опір, гідроагрегат*

*Приведена методика расчета коэффициентов передачи трубопроводов, каналов и камер гидроагрегатов. Обоснована правомерность ее применения*

*Ключевые слова: коэффициент передачи, трубопровод, волновое сопротивление, гидроагрегат*

*The design procedure of factors of transfer of pipelines, channels and chambers of volumetric hydrounits is resulted. Legitimacy of its application is proved*

*Key words: factor of transfer, the pipeline, wave resistance, the hydrounit*

## Вступ

Методи розрахунку та проектування об'ємних гідроагрегатів (ГА) базуються на їх математичних моделях. При розробці таких моделей аналізують схемне рішення та фізичні процеси, що відбуваються у ГА та їх елементах, виключають несуттєві фактори та приймають припущення, записують відповідні рівняння і обчислюють коефіцієнти, вибирають метод розв'язання цих рівнянь. Причому, складність і, як наслідок, адекватність отриманих математичних моделей реальним ГА, залежить від ступеня прийнятих спрощень. Одним із основних елементів усіх ГА є трубопроводи та канали, від точності визначення параметрів яких, значною мірою, залежить точність математичної моделі робочого процесу ГА. Причому, в ГА характерними є процеси, при яких рух робочої рідини (РР) є несталим [1].

## Аналіз літературних джерел

У роботі [5] для побудови математичних моделей гідравлічного вібраційного контуру (ГВК) та інтерференційного перетворювача пульсацій (ІПП) запропоновано використовувати метод стоячих хвиль. Однак, наведена у роботі [5] методика не враховує сили тертя, обумовленої пульсацією РР, відбиття хвиль тиску, зміну площі перерізу каналів та трубопроводів, а отже, не може бути цілком використана при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в трубопроводах. У статті [7] наведено математичну модель трубопроводу, побудовану з використанням метода Ейлера, однак її використання є досить трудомістким.

Диференціальні рівняння, які описують нестационарний рух РР у ГА і можуть бути використані при математичному описі робочих процесів у трубопроводах, наведені в статті [8]. Їх розв'язання здійснюється методом різницьових схем Рунге-Кутта-Фельберга, з визначеним кроком дискретизації. Однак, таке розв'язання не враховує запізнення імпульсів тиску, в межах ділянки трубопроводу (каналу) ГА, що розглядається, це може призвести до значних похибок, особливо у системах, що працюють з великою циклічністю. Проведений нами аналіз літературних джерел не виявив досконалої методики розрахунку коефіцієнтів передачі трубопроводів та каналів ГА.

## Мета статті

Розробити інженерну методику розрахунку коефіцієнтів передачі трубопроводів, каналів та камер об'ємних ГА.

## Методика розрахунку коефіцієнта передачі трубопроводів

Важливим параметром, який входить до математичних моделей ГА є коефіцієнт передачі трубопроводу (каналу, патрубку, камери)  $k_n(s)$

$$k_n(s) = |p_{\text{вих}}(s)/p_{\text{вх}}(s)|, \quad (1)$$

де  $s$  – перетворювач Лапласа;  $p_{\text{вих}}(s)$  і  $p_{\text{вх}}(s)$  – відповідно тиск на виході і вході трубопроводу.



Для визначення коефіцієнта передачі трубопроводу скористалися його математичною моделлю (рівнянням Нав'є-Стокса), яка описує неусталений ламінарний рух стисливої РР у пружному трубопроводі, який має круглий переріз. Вважали, що потік РР вісесиметричний, густина РР є сталою, сталим також є тиск в перетині труби, а швидкість руху РР в ній є значно меншою швидкості звука. Нехтували початковою ділянкою трубопроводу. Розглядали малі відхилення швидкості та тиску від їх усталених значень. Зазначимо, що розглядати ГА без джерела пульсацій, яким є насос, і навантаження на його виході, немає сенсу.

Визначали динамічні характеристики ділянки трубопроводу, вважаючи, що він має розподілені параметри. Для чого використали передаточну функцію, отриману для ділянки трубопроводу ГА, наведену в роботі [1]

$$p_2(s, l_r) / p_1(s, 0) = 1 / \frac{Z_{in}(s)}{Z_2(s)} \operatorname{sh}[\vartheta(s) l_r] + \operatorname{ch}[\vartheta(s) l_r], \quad (2)$$

де  $p_1(s, 0)$  і  $p_2(s, l_r)$  – відповідно, тиск на виході та вході ділянки трубопроводу довжиною  $l_r$  в перетвореннях по Лапласу;  $Z_{in}(s)$  і  $Z_2(s)$  – відповідно, операторні хвильові опори (імпеданси) ділянки трубопроводу та навантаження;  $\vartheta(s)$  – операторний коефіцієнт поширення збурень.

Комплексний хвильовий опір трубопроводу на його одиницю довжини

$$Z_{in}(j\omega) = \frac{\sqrt{\rho E_{tp}}}{\pi r_r^2} \sqrt{\chi_p \beta - j \frac{8 \chi_p \nu_r}{\omega r_r^2}}, \quad (3)$$

де  $\chi_p$  – коректив активного опору труби;  $\chi_p \beta$  – коректив реактивного опору труби;  $r_r$  – радіус ділянки трубопроводу;  $E_{tp}$  – модуль об'ємної пружності матеріалу трубопроводу;  $\omega = 2\pi f$  – кругова частота коливань.

При узгодженому навантаженні, що завжди має місце в проточному каналі ГА,  $Z_{in}(s) = Z_2(s)$  і рівняння (2) прийме вигляд [1]

$$p_2(s, l_r) / p_1(s, 0) = 1 / \operatorname{ch}[\vartheta(s) l_r]. \quad (4)$$

При гармонічних коливаннях РР операторний коефіцієнт поширення збурень [1]

$$\vartheta(j\omega) = \pm (\delta^* + j \varepsilon^*), \quad (5)$$

де  $\delta^*$  – коефіцієнт згасання;  $\varepsilon^*$  – коефіцієнт фази, які визначаються з залежностей роботи [1].

Виразили рівняння (4) через показникову функцію та позбавлялись від ірраціональності в знаменнику, отримали коефіцієнт передачі проточної ділянки трубопроводу ГА

$$k_{11}^* = \frac{p_2(j\omega, l_r)}{p_1(j\omega, 0)} = \frac{2 \left[ \left( e^{\delta_{11}^* l_r} + e^{-\delta_{11}^* l_r} \right) \cos \varepsilon_{11}^* l_r - j \left( e^{\delta_{11}^* l_r} - e^{-\delta_{11}^* l_r} \right) \sin \varepsilon_{11}^* l_r \right]}{\left[ \left( e^{\delta_{11}^* l_r} + e^{-\delta_{11}^* l_r} \right) \cos \varepsilon_{11}^* l_r \right]^2 + \left[ \left( e^{\delta_{11}^* l_r} - e^{-\delta_{11}^* l_r} \right) \sin \varepsilon_{11}^* l_r \right]^2}, \quad (6)$$

Проводили оцінку похибки, обумовленої неврахуванням теплообміну. Для цього, скористалися фор-

мулою для приведеного комплексного коефіцієнта поширення збурень, наведеною у роботі [2]

$$\vartheta(s) = s l_r / a \left[ N \left( r_r \sqrt{s / \nu_r} \right) \right]^{-0.5} \left[ 1 + (\gamma - 1) \left( 1 - N \left( r_r \sqrt{s / \alpha_0} \right) \right) \right]^{-0.5}, \quad (7)$$

де  $\gamma$  – відношення питомих теплоємностей (показник адиабати);  $\alpha_0$  – коефіцієнт температуропроводності;  $N(z)$  – функція, яка визначається через функції Бесселя

$$N(z) = 1 - 2 J_1(jz) / jz J_0(jz),$$

де  $J_0(jz)$  і  $J_1(jz)$  – відповідно функції Бесселя першого роду нульового і першого порядків [3].

В рівнянні (7) відношення питомих теплоємностей визначали з залежності для двофазного середовища [4]

$$\gamma = \gamma'(1-x) + \gamma''x,$$

де  $\gamma'$  і  $\gamma''$  – відповідно відношення питомих теплоємностей рідинної та газової фази РР;  $x$  – процент вмісту газової фази у РР.

Теплообмін у рівнянні (7) враховується членом

$$\left[ (\gamma - 1) \left( 1 - N \left( r_r \sqrt{\frac{s}{\alpha_0}} \right) \right) \right]^{-0.5}. \quad (8)$$

Проведені розрахунки (8) показали, що зі збільшенням частоти пульсації РР, похибка розрахунків, обумовлена нехтуванням теплообміном, збільшується і, при частоті пульсацій РР 400 Гц, становить 1,68 %. Отже, теплообміном можна знехтувати.

Визначали коефіцієнт передачі трубопроводу з відгалуженням при припущеннях. Коефіцієнти передачі інших ділянок трубопроводу, каналів ГА чи камер визначали зі значення  $Z_{in}(s) / Z_2(s)$ . Комплексний хвильовий опір трубопроводу на його одиницю довжини записували у вигляді [1]

$$Z_{in}(s) = E_{tp} \vartheta(s) / s \pi r_r^2, \quad (9)$$

де  $\vartheta(s)$  – операторний коефіцієнт поширення збурень, [1]

$$\vartheta(s) = \pm \sqrt{\frac{s}{E_{tp}} \left[ \rho s + \frac{2 W_{to}(s)}{r_r} \right]}, \quad (10)$$

де  $W_{to}(s)$  – передаточна функція для дотичного напруження на стінці труби при нестационарному потоку РР.

Для каналу, який з'єднує ГА з гідроапаратом, та його каналів і камер, операторні опори навантаження визначали за формулою

$$Z_2(s) = p_2(s, l) / Q_2(s, l), \quad (11)$$

де  $Q_2(s, l)$  – витрата навантаження в перетвореннях по Лапласу.

Ураховували, що витрата на ділянці ГА – трубопровід відгалуження, обумовлена деформацією РР і її витоками. При гармонічних коливаннях



тиску, витрату, обумовлену деформацією РР, отримали з відомої залежності, яку в зображеннях по Лапласу записували у вигляді

$$Q_x^*(s) = \frac{V_{TP}}{E_{cm}} a_p \frac{\omega}{\omega^2 + s^2} s, \quad (12)$$

де  $V_{TP}$  – об'єм РР в каналі, який з'єднує ГА з гідроапаратом, і його каналів та камер (рідинна фаза);  $a_p$  – амплітуда пульсацій тиску;  $E_{cm}$  – модуль об'ємної пружності РР.

Витрата, обумовлена витокami РР в зображеннях по Лапласу

$$Q_{вит}^*(s) = 2d_{ш} \delta x_{ocн} \left(1 - e^{-\delta \sqrt{\frac{\omega_{ocн}}{2v_1}}}\right) \frac{\omega}{\omega^2 + s^2} s, \quad (13)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр регулюючого елементу гідроапарата.

Тиск  $p_2(s)$  в зображеннях по Лапласу

$$p_2(s) = a_p \omega / (\omega^2 + s^2). \quad (14)$$

Враховуючи (12) – (14), формулу (11) для визначення операторних хвильових опорів записали у вигляді

$$Z_2(s) = a_p / s \left[ \frac{V_{шш}}{E_{cm}} a_p + 2d_{ш} \delta x_{ocн} \left(1 - e^{-\delta \sqrt{\frac{\omega_{ocн}}{2v_1}}}\right) \right]. \quad (15)$$

Із залежностей (9), (10) та (15) знайшли

$$\frac{Z_{ш}^*(s)}{Z_2(s)} = \frac{\pm \sqrt{E_{TP}} s \left[ \rho s + \frac{2W_{TP}(s)}{r_r} \right] \left[ \frac{V_{шш}}{E_{cm}} a_p + f_{top} x_{ocн} + 2d_{ш} \delta x_{ocн} \left(1 - e^{-\delta \sqrt{\frac{\omega_{ocн}}{2v_1}}}\right) \right]}{\pi a_p r_r^2}. \quad (16)$$

Застосовували до (16) теорему про кінцеве значення  $\lim_{t \rightarrow \infty} z_{ш}(t)/z_2(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s Z_{ш}^*(s)/Z_2(s)$ , встановили, що зі збільшенням часу  $z_{ш}(t)/z_2(t) \rightarrow \infty$ ,  $Z_{ш}^*(s)/Z_2(s) \rightarrow 0$ . Цей висновок співпадає з даними, отриманими у роботах [5] і іншими дослідниками, для глухих камер. Отже, коефіцієнт передачі каналу  $l_{v2}$ , який з'єднує гідроапарат з ГА, а також інших його каналів і камер, може бути визначений із залежності, аналогічної (6), в яку підставляли відповідні параметри цих каналів і камер.

Врахування зміни площі прохідного перетину в каналах та камерах гідроапарату проводили, використовуючи коефіцієнт втрат, який для ділянки між трубопроводом  $l_{n1}$  і камерою  $j$ , можна записати у вигляді [6]

$$k_{n1-j} = \left(1 + \frac{Z_{r1} - Z_j}{Z_{r1} + Z_j}\right), \quad (17)$$

де  $Z_j$  і  $Z_{r1}$  – відповідно комплексні хвильові опори камери  $j$  і трубопроводу  $l_{n1}$ , які визначалися з формули (3.60).

Приймали, що всі інші параметри залишаються незмінними, записували рівняння (17) у вигляді, зручному для розрахунків

$$k_{n1-j} = \left(1 + \frac{r_{r1}^2 - r_j^2}{r_{r1}^2 + r_j^2}\right). \quad (18)$$

Похибка, обумовлена такою заміною, не перевищує 3 %.

При розгалуженні трубопроводу ефективний імпеданс визначали з залежності  $1/Z_{ef} = 1/Z_{k1} + 1/Z_{k2}$ , коефіцієнт втрат між камерою  $j$  і каналами  $k1$  та  $k2$ , знаходили з залежності, аналогічної (18)

$$k_{j-(k1,k2)} = \left(1 + \frac{(r_{k1}^2 + r_{k2}^2) - r_j^2}{(r_{k1}^2 + r_{k2}^2) + r_j^2}\right). \quad (19)$$

Зауважимо, що при узгодженому навантаженні і однакових площах трубопроводів, коефіцієнт втрат дорівнює одиниці. Коефіцієнт втрат між каналами  $k1$  та  $k2$ , порожниною  $j_n$  визначали за залежністю, аналогічною (19).

Врахування відмінності в часі проходження хвиль тиску в каналах  $k1$  та  $k2$  проводили за допомогою коефіцієнта узгодження їх довжини

$$k_{\phi}^* = \cos((\phi_{k1} - \phi_{k2})/2\pi), \quad (20)$$

де  $\phi_{k2}$  і  $\phi_{k1}$  – відповідно зсув фази між каналами  $k1$  та  $k2$ , які визначали з залежності [1]  $\phi_{k1(k2)} = \omega l_{k1(k2)}/0$ .

Для врахування відбиття хвилі в камерах ГВК вводили коефіцієнт відбиття, який враховує взаємне знищення прямої та зворотної хвилі тиску

$$k_{от}^* = 1 - \left( l_{j1} + \frac{l_{k1} + k_{\phi}^* l_{k1} + l_{j2}}{2} \right) / \lambda, \quad (21)$$

де  $l_{j1(j2)}$  – довжина камер ГВК;  $\lambda$  – довжина хвилі,  $\lambda = a/\alpha$ .

Врахування відбиття хвилі в трубопроводі  $l_{ш}$  проводили за залежністю

$$k_{от1}^* = 1 - l_{ш} / \lambda. \quad (22)$$

Залежності (6), (17) – (22) являють собою узагальнену математичну модель каналів та камер об'ємних ГА, яка дозволяє у залежності від конструктивної реалізації визначити його коефіцієнт передачі.

### Висновки

Розроблено методику розрахунку коефіцієнта передачі трубопроводів, каналів та камер об'ємних ГА, який базується на передаточних функціях трубопроводу, виражених через операторні хвильові опори, враховує змінність площі прохідного перетину каналу, відбиття хвиль тиску та характеристики РР. Обґрунтовано правомірність її використання.



Література

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
2. Гудсон Р.Е. Обзор методов моделирования переходных процессов в гидравлических линиях / Р.Е. Гудсон, Р.Г. Леонард // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1972. – № 2. – С. 236 – 244.
3. Кузнецов В.Д. Специальные функции / В.Д. Кузнецов. – М.: Высшая школа, 1965. – 421с.
4. Кириллин В.А. Техническая термодинамика: [учебник] / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. – М.: Наука, 1979. – 512 с.
5. Могендович Е.М. Гидравлические импульсные системы / Е.М. Могендович. – Л.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
6. Джонсон Вэндлинг. Передаточные функции и входные импедансы систем трубопроводов, находящихся под давлением / Вэндлинг Джонсон // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1967. – № 2. – С. 231 – 236.
7. Andrenko P.N. Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji cisnienia w ukladach hydraulicznych / P.N. Andrenko // Hydraulika i Pneumatyka. – 2001. – № 3. – S. 25 – 27.
8. Иванов М.І. Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин / М.І. Иванов, С.В. Дусанюк, С.В. Репінський // Вибрації в техніці і технологіях. – 2003. – № 4. – С. 69 – 72.

УДК 624.072.3

## ОЦІНКА ПОХИБОК ПОКАЗАНЬ ДИНАМІЧНО- НАСТРОЮВАЛЬНИХ ГІРОСКОПІВ

**Ю.В. Киричук**

Кандидат технічних наук, доцент  
Кафедра приладобудування  
Національний технічний університет України «Київський  
політехнічний інститут»  
пр. Перемоги, 37, корп. 1, м. Київ, 25201  
Контактний тел.: (044) 275-94-52  
E-mail: kirichuky@mail.ru

*Отримано методіку і написана програма, а також отримані результати оцінки взаємного впливу динамічно-настроювальних гіроскопів, що встановлені на віброізолюваній платформі, один на одного з врахуванням системи віброзахисту*

*Ключові слова: гіроскоп, віброзахист*

*Получена методика и написана программа, а также получены результаты оценки взаимного влияния ДНГ, установленных на виброизолированной платформе друг на друга с учетом системы виброзащиты*

*Ключевые слова: гироскоп, виброзащита*

*Got method and written program, and also the got results of estimation of cross-coupling of DNG, that set on the vibroisolated platform, on each other taking into account the system of vibrodefence*

*Keywords: gyroscope, vibrodefence*

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Динамічно настроювальні гіроскопи в складі гіроскопічного вимірювача вектора кутових швидкостей (ГВВКШ) розташовані дуже близько один біля одного [1]. Тому вони чинять один на одного вібраційні впливи на «небезпечних» частотах, що породжуються статичним і динамічним дебалансами маховика і ротора електропривода, недосконалістю геометрії шарикопідшипників, силами електромагнітного тяжіння в електроприводі й іншими причинами.

Було встановлено, що точність характеристики ДНГ, що випробовувався автономно, у 1,5...2 рази краща, ніж у складі ГВВКШ.

Явище це виявилось надзвичайно складним як для експериментального дослідження, так і для теоретичного аналізу.

**Метою цієї статті** є оцінка обумовлених внутрішніми збуреннями похибок показань ДКШ-ДНГ (датчиків кутових швидкостей – динамічно настроювальних гіроскопів), що встановлені на віброізолюваній платформі, один на одного через систему віброзахисту.