

---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Козлов Б. А., Ушаков И. А. Справочник по расчету надежности. – М.: Советское радио, 1975. – 159 с.
2. Ксенз С. П., Ярцев О. М. Теория эксплуатации радиоэлектронных систем. – М.: Воениздат, 1975. – 355 с.
3. Техническая документация ГК Курс-4М.

**Майборода О.М., Сушко В.Г.**

### **ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ СУДНОВОДІННЯ В ДОСЛІДНИЦЬКІЙ ЧАСТИНІ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ**

*У роботі на прикладі гірокомпасу Курс-4М розглянуто методику оцінки надійності технічних засобів судноводіння як можливої теми дослідницької частини дипломної роботи студентів факультету судноводіння.*

**Ключові слова:** імовірність безвідмовної роботи, середнє напрацювання на відмову, надійність приладу, регламентні роботи.

**Mayboroda O., Sushko V.**

### **ASSESSMENT OF RELIABILITY OF TECHNICAL MEANS OF NAVIGATION IN RESEARCH PART OF THE THESIS OF STUDENTS**

*In work on the example of a gyrocompass the Course-4M the technique of an assessment of reliability of technical means of navigation, as possible subject of research part of the thesis of students of faculty of navigation is considered.*

**Keywords:** probability of no-failure operation, average time between failures, reliability of the device, procedural works.

УДК 621.822.172

**Дем'яненко С.К.**

### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РАДІАЛЬНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА ТА ЙОГО СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

*У статті викладені основні положення методики уточненого розрахунку характеристик радіального гідростатичного підшипника. Здійснено опис геометрії підшипника у вигляді розкладу в ряд Фур'є значень радіального зазору по всіх перерізах підшипника. Знайдені основні гідрравлічні характеристики підшипника, їх порівняння для кожного кармана встановлює зв'язок особливостей геометрії підшипника та його силових та енергетичних характеристик.*

**Ключові слова:** математична модель, гідростатичний підшипник, ряд Фур'є.

**Актуальність.** Питанню вдосконалення сучасних високоточних підшипників рідинного тертя та розробки нових математичних методів моделювання таких технічних об'єктів, як гідростатичні підшипники приділяється першочергова увага протягом тривалого часу.

Однак, незважаючи на досить велику базу з досліджуваного питання, практика проектування та експлуатації показує, що можливості застосування математичного апарату розрахунку основних характеристик радіального гідростатичного підшипника вимагають вдосконалення.

У зв'язку з цим актуальною залишається задача вдосконалення методів розрахунку визначення основних характеристик взаємозв'язку геометричних параметрів радіального гідростатичного підшипника та його силових енергетичних характеристик.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Зазначимо, що існують різні підходи до визначення математичних методів дослідження і опису явищ моделювання систем та обґрунтування процесів механіки. Завжди мали провідне значення використання для моделювання та обчислень стандартні засоби пакетів MathCAD, MATLAB та AutoCAD відповідних версій.

**Невирішена раніше частина загальної проблеми.** Завдяки винятковій точності та малому зносу гідростатичні підшипники знайшли широке застосування для забезпечення суттєвого підвищення точності й надійності роботи вузлів і механізмів в цілому. Для впровадження гідростатичних підшипників необхідно розробити надійний розрахунковий апарат для визначення взаємозв'язку геометричних параметрів підшипника та його силових і енергетичних характеристик.

**Мета.** Підвищення якісних параметрів роботи гідростатичного підшипника, цілеспрямоване поліпшення форми внутрішньої поверхні за результатами експериментальних вимірів з подальшим розрахунком характеристики підшипника за приведеною методикою.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Через впускні канали, розташовані між робочими поверхнями підшипників, під впливом зовнішнього тиску камери безперервно подається рідке мастило. В результаті цього робочі поверхні підшипника завжди відокремлені одна від одної тонкою мастильною плівкою, що перешкоджає тертю між робочими поверхнями підшипника, при цьому забезпечується висока точність позиціонування в субмікронному діапазоні.

Розроблена методика базується на використанні рядів Фур'є для опису геометричних параметрів зазору між шийкою вала та отвором підшипника.

Між шийкою вала  $\varnothing 120-125$  мм і отвором підшипника (високої точності) наявний діаметральний зазор в межах  $\Delta_d = 0,020 \dots 0,062 \text{ мм}$ . Радіальний зазор при центральному розташуванні вала складає  $\Delta_R = 0,010 \dots 0,031 \text{ мм}$ .

Фактичне значення радіального зазору залежить від численних факторів, у першу чергу, технологічного характеру. Зміна радіального зазору в тангенціальному напрямку є незначною (порядку 10 мкм), що менше номінального зазору. Тому можна вважати, що радіальний зазор по периметру карманів підшипника змінюється відносно деякої постійної складової. Для нерухомого вала, який займає умовне нульове кутове положення, залежність зазору від кута для окремого перерізу підшипника запишемо у вигляді розкладу в ряд Фур'є. Для перерізу з лівого краю та на правому краю підшипника (рис. 1) зміна зазору по кутовій координаті опишеться залежністю

$$\Delta_{R1} = \Delta_{R10} + \sum_{m=1}^M a_m \sin(m\psi + \psi_{m01}) \quad \Delta_{R2} = \Delta_{R20} + \sum_{m=1}^M b_m \sin(m\psi + \psi_{m02}) \quad (1)$$

де  $\Delta_{R10}$ ,  $\Delta_{R20}$  – середнє значення радіального зазору в перерізі на лівому та правому краю підшипника;  $a_m$ ,  $\psi_{m01}$ ,  $b_m$ ,  $\psi_{m02}$  – коефіцієнти розкладу в ряд Фур'є зміни зазору по куту.

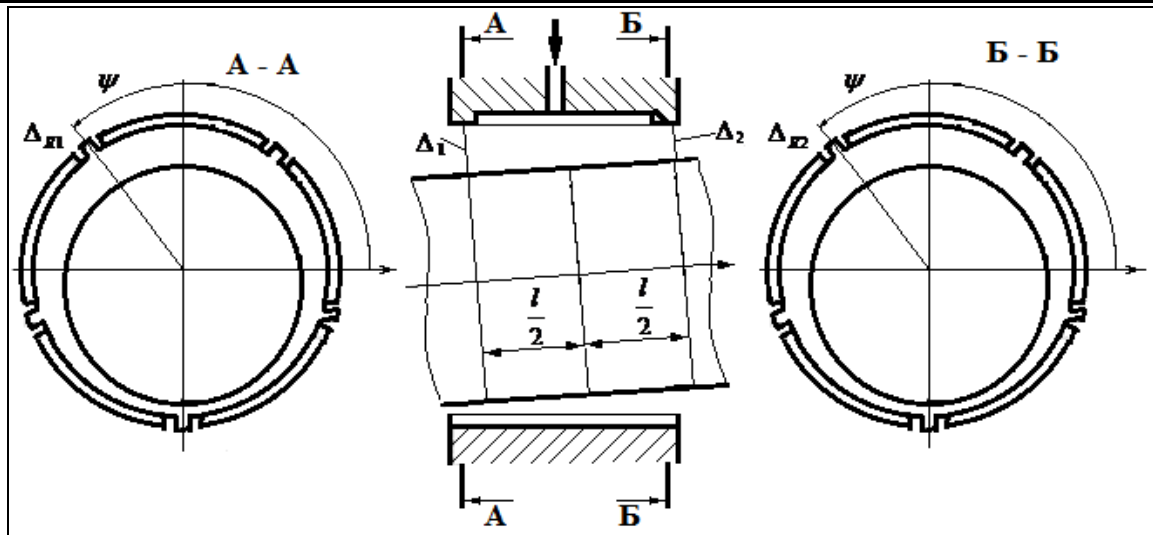


Рис. 1. Схема опису геометричних параметрів зазору в радіальному гідростатичному підшипнику при статичному положенні валу

Враховуючи незначні поздовжні розміри підшипника вирахуємо лише зміни зазору по довжині підшипника. Для радіального перерізу зміна зазору визначена лінійною функцією

$$-R_{\psi} = c_1 + c_2 x \quad (2)$$

Дана залежність має місце зокрема на лівому та правому краях підшипника. Відповідно

$$\text{при } x = -\frac{l}{2} \quad \Delta_{R\psi} = \Delta_{R1}, \quad \text{при } x = \frac{l}{2} \quad \Delta_{R\psi} = \Delta_{R2} \quad (3)$$

де  $l$  – довжина підшипника.

Підставивши в співвідношення (3) значення зазору з (2), одержимо систему рівнянь для знаходження коефіцієнтів  $c_1$  та  $c_2$

$$c_1 - c_2 \frac{l}{2} = \Delta_{R1}, \quad c_1 + c_2 \frac{l}{2} = \Delta_{R2} \quad (4)$$

Розв'язком цієї системи є

$$c_1 = (\Delta_{R1} + \Delta_{R2})/2, \quad c_2 = (\Delta_{R2} - \Delta_{R1})/l \quad (5)$$

В залежності (5) підставимо значення зазорів на краях підшипника із формули (1) та (2). Після приведення подібних одержимо значення коефіцієнтів у вигляді

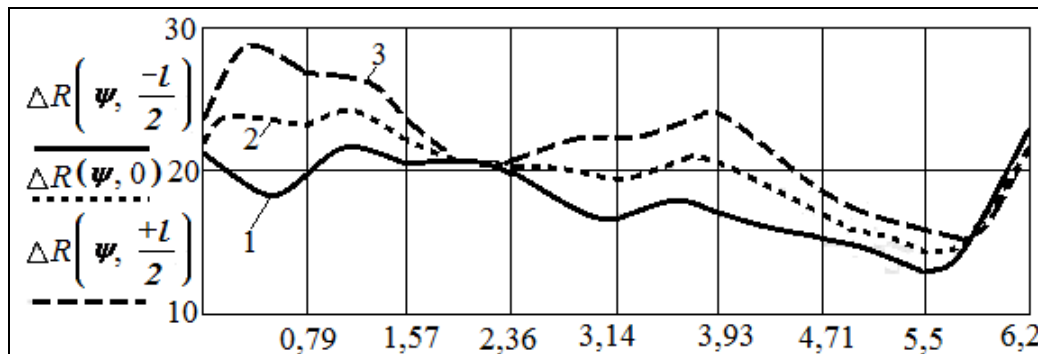
$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{\Delta_{R10} + \Delta_{R20}}{2} + \sum_{m=1}^M \frac{1}{2} [a_m \sin(m\psi + \psi_{m01}) + b_m \sin(m\psi + \psi_{m02})] \\ c_2 &= \frac{\Delta_{R20} - \Delta_{R10}}{l} + \sum_{m=1}^M \frac{1}{l} [b_m \sin(m\psi + \psi_{m02}) - a_m \sin(m\psi + \psi_{m01})] \end{aligned} \quad (6)$$

Значення коефіцієнтів розкладу знайдені за результатами експериментальних вимірів. При цьому враховано вісім суттєвих гармонік. За визначеними параметрами гармонічних складових проведені контрольні розрахунки зазору в гідростатичному підшипнику.

Амплітуди гармонік і початкові фази сформовані у вигляді векторів. Для лівого та правого краю підшипника вектори амплітуд  $[a]$ ,  $[b]$  і початкових фаз  $[\psi_{01}]$ ,  $[\psi_{02}]$  відповідно. Числові значення компонент векторів визначені в програмному середовищі MathCAD наведені нижче у вигляді:

$$a = \begin{pmatrix} 0 \\ 3 \\ 4 \\ 1 \\ 0,5 \\ 1 \\ 0,4 \\ 0,3 \end{pmatrix} \quad a = \begin{pmatrix} 0 \\ 3 \\ 1 \\ 1 \\ 0,5 \\ 1 \\ 0,4 \\ 0,3 \end{pmatrix} \quad \psi_{01} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,224 \\ 0,15 \\ 0,095 \\ 0,524 \\ 0,185 \\ 0,042 \end{pmatrix} \quad \psi_{02} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,031 \\ 0,071 \\ 1,72 \\ 1,666 \\ 2,094 \\ 1,576 \\ 1,163 \end{pmatrix}$$

З використанням формул (2), (1) і (6) обчислено значення зазору в різних перерізах підшипника (рис.2).



**Рис.2. Результати розрахунку значень зазору в різних перерізах гідростатичного підшипника:**  
**крива 1 - переріз лівого краю підшипника; крива 2 - центральний переріз;**  
**крива 3 - переріз правого краю підшипника**

Знайдена залежність зазору в підшипнику від поздовжньої та тангенціальної координати послужила основою для розрахунку гідравлічних параметрів підшипника.

Розглянемо течію рідини в одному окремому кармані підшипника при нерухомому центральному положенні вала. Рідина потрапляє в карман через дросель, а витікає із нього через щілини по периметру кармана (рис. 3).

Розглянемо течію рідини в щілині. Для щілини товщиною  $\delta$  довжини  $L$ , при перепаді тиску на щілині  $\Delta P$  маємо залежність витрати рідини на елементарну ділянку довжини периметра щілини  $dy$  у вигляді

$$dQ = \frac{\Delta P \cdot \delta^3}{12\mu L} dy \quad (7)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини.

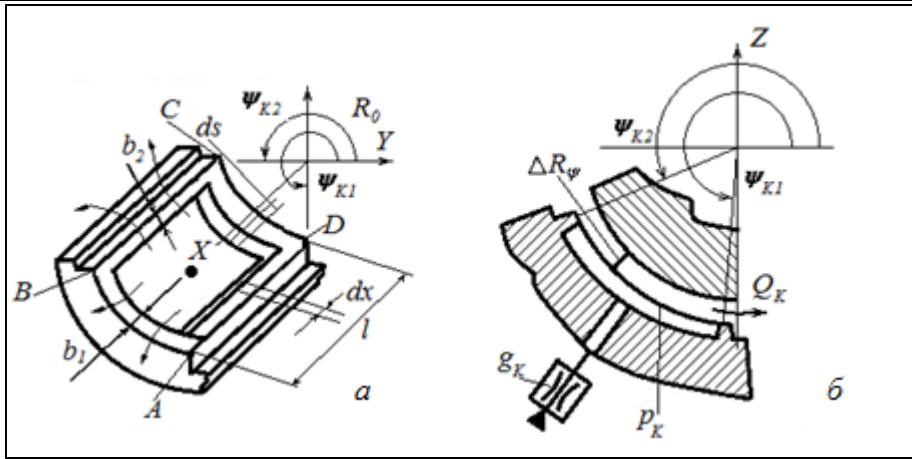


Рис.3. Схема для розрахунку витoku рідини через щілини по периметру кармана:  
**а** - загальне положення кармана; **б** - переріз кармана площиною, перпендикулярною  
 осі вала

Застосуємо формулу (7) для всього периметра кармана підшипника, який відповідає контуру ABCD (див. рис. 3а).

Позначимо тиск в кармані підшипника через  $P_k$ , а тиск в канавках будемо вважати нульовим. Витрата рідини по периметру кармана складає

$$Q_k = Q_{1x} + Q_{2x} + Q_{1s} + Q_{2s} \quad (8)$$

де  $Q_{1x}$  – витрата рідини через ліву перемичку кармана (ділянка AB на рис. 3а);  $Q_{2x}$  – витрата рідини на ділянці CD;  $Q_{1s}, Q_{2s}$  – витрати рідини на ділянки BC і AD відповідно.

На всіх цих ділянках зазор між корпусом підшипника і шийкою вала є змінним. Враховуючи змінність зазору для ділянки AB, витрата рідини на цій ділянці визначиться інтегралом

$$Q_{1x} = \int_A^B \frac{P_k \Delta_{R\psi}^3 ds}{12\mu \cdot b_1} \quad (9)$$

В даній формулі  $\Delta_{R\psi}$  змінний по ділянці AB зазор, який визначено формулою (2). Для лівого краю підшипника формула визначає

$$\Delta_{R\psi} = \Delta_{R1} \quad (10)$$

де значення зазору в правій частині визначено формулою (1).

Величина приросту дуги  $ds$ , яка входить в формулу (9), знаходиться через номінальний радіус підшипника та полярний кут. Відповідно маємо

$$ds = R_0 d\psi \quad (11)$$

Підставимо значення величини з (10) та (11) в формулу (9) і винесемо всі постійні величини за знак інтеграла. Врахуємо, що кут  $\psi$  в точках A і B має значення відповідно  $\psi_{k1}$  та  $\psi_{k2}$ . Остаточно формула (9) матиме вигляд

$$Q_{1x} = \frac{P_k R_0}{12\mu \cdot b_1} \left[ \int_{\psi_{k1}}^{\psi_{k2}} (\Delta_{R1})^3 d\psi \right] \quad (12)$$

Аналогічна формула одержана для ділянки CD, яка знаходиться з правого краю підшипника. Остаточно формула витрати рідини на ділянці CD має вигляд

$$Q_{2x} = \frac{P_k R_0}{12\mu \cdot b_1} \left[ \int_{\psi_{k1}}^{\psi_{k2}} (\Delta_{R2})^3 d\psi \right] \quad (13)$$

Визначимо витрати рідини на ділянках BC і AD кармана. Формула для витрати рідини в щілині на ділянці BC має вигляд

$$Q_{1s} = \int_B^C \frac{P_k \Delta_{R\psi}^3 dx}{12\mu \cdot b_2} \quad (14)$$

Винесемо постійні величини за знак інтеграла і підставимо значення зазору  $\Delta_{R\psi}$  із формули (2). Одержимо витрату рідини через щілину BC у вигляді

$$Q_{1s} = \frac{P_k}{12\mu \cdot b_2} \left[ \int_B^C (c_1 + c_2)^3 dx \right] \quad (15)$$

Інтеграл береться в елементарних функціях.

$$\int (c_1 + c_2 x)^3 dx = \frac{1}{c_2} \int (c_1 + c_2 x)^3 d(c_1 + c_2 x) = \frac{1}{4c_2} (c_1 + c_2 x)^4 \quad (16)$$

Значення (16) в межах інтегрування для точок B і C дасть залежність для обчислення визначеного інтеграла (15)

$$\int_B^C (c_1 + c_2 x)^3 dx = \frac{1}{4c_2} (c_1 + c_2 x)^4 \bigg|_{B, x = -\frac{l}{2}}^{C, x = \frac{l}{2}} = \frac{1}{4c_2 BC} \left[ \left( c_{1BC} + c_{2BC} \frac{l}{2} \right)^4 - \left( c_{1BC} + c_{2BC} \frac{l}{2} \right)^4 \right] \quad (17)$$

У формулі (17) враховано, що величини  $c_1$  і  $c_2$  залежать від кутового положення осевого перерізу BC підшипників.

Використовуючи формули (4) та (5), залежність (17) приведемо до вигляду

$$\int_B^C (c_1 + c_2 x)^3 dx = \frac{l}{4(\Delta_{R2} - \Delta_{R1})} [\Delta_{R2}^4 - \Delta_{R1}^4] = \frac{l}{4} (\Delta_{R2} - \Delta_{R1}) [\Delta_{R2C}^2 - \Delta_{R1B}^2] \quad (18)$$

де значення зазорів відповідають формулі (1), в якій підставлені кутові координати точок C і B. Після підстановки в формулу (1) значень  $\psi = \psi_{k2}$  одержимо

$$\Delta_{R2C} = \Delta_{R20} + \sum_{m=1}^M b_m \sin(m\psi_{k2} + \psi_{m02}) \quad \Delta_{R1B} = \Delta_{R10} + \sum_{m=1}^M a_m \sin(m\psi_{k2} + \psi_{m01}) \quad (19)$$

Підставимо значення інтеграла (18) в формулу (15) і одержимо витрату рідини через щілину на ділянці BC та через щілину на ділянці AD (див. рис 3а) у вигляді

$$\begin{aligned} Q_{1s} &= \frac{P_k}{12\mu \cdot b_2} \left[ \frac{1}{4} (\Delta_{R2C} + \Delta_{R1B}) (\Delta_{R2C}^2 + \Delta_{R1B}^2) \right] \\ Q_{2s} &= \frac{P_k}{12\mu \cdot b_2} \left[ \frac{1}{4} (\Delta_{R2D} + \Delta_{R1A}) (\Delta_{R2D}^2 + \Delta_{R1A}^2) \right] \end{aligned} \quad (20)$$

У цій формулі величини зазорів знаходяться за формулою (1) для значення полярного кута  $\psi = \psi_{k1}$ . Після підстановки кута одержимо

$$\Delta_{R2D} = \Delta_{R20} + \sum_{m=1}^M b_m \sin(m\psi_{k1} + \psi_{m02}), \quad \Delta_{R1A} = \Delta_{R10} + \sum_{m=1}^M a_m \sin(m\psi_{k1} + \psi_{m01}) \quad (21)$$

Визначимо загальну витрату рідини через щілини по периметру кармана гідростатичного підшипника. Підставимо значення витрат із формул (12), (13), (20) в залежність (8) і одержимо взаємозв'язок витрат з перепадом тиску у загальному вигляді

$$Q_k = P_k \cdot G_{QK}(\Delta_k, \psi_{k1}, \psi_{k2}) \quad (22)$$

де  $G_{QK}$  – функція, залежна від кутового розташування кармана і параметрів зазору між корпусом підшипника і шийкою вала. Функція визначена для кожного кармана у вигляді

$$\begin{aligned} G_{QK} &= \frac{P_0}{12\mu \cdot b_1} \left[ \int_{\psi_{k1}}^{\psi_{k2}} (\Delta_{R2}^3 + \Delta_{R1}^3) d\psi \right] + \frac{l}{48\mu \cdot b_2} \left[ (\Delta_{R2C} + \Delta_{R2B}) \cdot (\Delta_{R2C}^2 + \Delta_{R1C}^2) + \right. \\ &\quad \left. + (\Delta_{R2D} + \Delta_{R1A}) \cdot (\Delta_{R2D}^2 + \Delta_{R1A}^2) \right] \end{aligned} \quad (23)$$

Розглянемо рівняння гідравліки магістралі підводу рідини до кармана. Схема магістралі наведена на рис. 3б. Зниження тиску на дроселі визначено залежністю

$$Q_k = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{(p_0 - p_k)} \quad (24)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати дроселя;  $\rho$  – густина рідини;  $f$  – площа поперечного перерізу отвору дроселя;  $p_0$  – тиск в напірній магістралі.

Перетворимо залежність (24) до більш простого виду

$$p_0 - p_k = g_k Q_k^2 \quad (25)$$

де  $g_k = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{1}{\mu^2 f^2}$  – гідравлічна провідність дроселя.

Провідність кожного дроселя вибирається із умови  $p_k \approx (0,5 - 0,6)p_0$

Позначимо постійну величину

$$C_p = \frac{p_k}{p_0} \quad (26)$$

Необхідна провідність дроселя при цьому складає

$$g_k = \frac{p_0(1 - C_p)}{Q_k^2} \quad (27)$$

Підставимо значення витрати рідини з (22) із врахуванням (26) в залежність (27). Одержимо формулу яка слугить для розрахунку провідності дроселя

$$g_k = \frac{1 - C_p}{C_p^2 \cdot G_{Qk}^2} \quad (28)$$

Витрата рідини через кожний карман підшипника буде різною і визначиться зазорами по периметру підшипника. Витрата через карман з номером  $k$  визначиться із формули (29) із врахуванням (23). Підставивши в формулу (22) значення тиску в кармані знайдемо

$$Q_k = C_p \cdot P_0 \cdot G_{Qk} \quad (29)$$

Виведені аналітичні залежності послужили основою для розрахунку енергетичних параметрів підшипника. Розрахунки здійснено засобами математичного пакету MathCAD.

У результаті розрахунків знайдено витрати рідини через кожен карман підшипника в центральному положенні шпинделя. Вони складають відповідно 0,207; 0,197; 0,141; 0,133; 0,166 літрів за хвилину.

**Висновки.** Витрати рідини в окремих карманах відрізняються на 30%. Це обумовлено відхиленням геометричних розмірів внутрішньої поверхні підшипника.

Для підвищення якісних параметрів роботи підшипника необхідне цілеспрямоване поліпшення форми внутрішньої поверхні. Це здійснено послідовною підгонкою отвору з подальшим розрахунком характеристики підшипника за наведеною вище методикою.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
2. Воскресенский В. А., Дьяков В. И., Зиле А. З. Расчёт и проектирование опор жидкостного трения: Справочник – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.

**Демьяненко С.К.**

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВЗАИМОСВЯЗИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА И ЕГО СИЛОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

*В статье изложены основные положения методики уточненного расчета характеристик радиального гидростатического подшипника. Также осуществлено описание геометрии подшипника в виде разложения в ряд Фурье значений радиального зазора по всем разрезам подшипника. Найдены основные гидравлические характеристики*



---

подшипника, их сравнения для каждого кармана устанавливает связь особенностей геометрии подшипника и его силовых и энергетических характеристик.

**Ключевые слова:** математическая модель, гидростатический подшипник, ряд Фурье.

**Demianenko S.**

#### **MATHEMATICAL MODEL TO DETERMINE THE RELATIONSHIP BETWEEN THE GEOMETRICAL PARAMETERS OF RADIAL HYDROSTATIC BEARING AND ITS ENERGY CHARACTERISTICS**

*The main provisions of the adjusted methodology of calculating the basic characteristics of the radial hydrostatic bearing are set out. The description of the bearing geometry in the form of the Fourier series of values of radial clearance in all sections of the bearing are implemented. The main hydraulic characteristics of the bearing were founded, their comparison to each pocket establishes a connection of the bearing geometry and its power and energy characteristics.*

**Keywords:** mathematical model, hydrostatic bearing, Fourier series.

УДК 621.397

**Кучерук Н.В.**

#### **ВИКОРИСТАННЯ ФУНКЦІЇ ЧУТЛИВОСТІ ДЛЯ ОКРУГЛЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЦИФРОВОГО ФІЛЬТРА**

*У статті запропоновано шлях обчислення заданих значень згідно з вимогами до системи автоматизованого керування судна в умовах збурюючих факторів на основі функції чутливості цифрового фільтра. Це дає можливість визначати структуру цифрового фільтра з мінімальним значенням шуму та здійснити оптимальне округлення заданих значень.*

**Ключові слова:** автоматизоване керування, цифровий фільтр, динамічний об'єкт, функція чутливості.

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день цифрові системи керування знайшли широке застосування в галузі водного транспорту при вирішенні завдань судноводіння, а також у комплексах, що забезпечують автоматизоване вимірювання ряду параметрів або координат безперервного динамічного об'єкта [1]. При цьому оцінка працездатності пристроїв і приладів судна та його стану залежить від впливу збурюючих факторів (як зовнішніх, так і внутрішніх) та результатів контролю складності поточних параметрів динамічного об'єкта [1, 2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літератури [1, 2, 3] показав, що цифрові системи керування знаходять широке застосування в управлінні різноманітними технічними пристроями. Область застосування даних систем – управління різними електромеханічними та електромагнітними пристроями (датчики, приводи, регулятори тощо), системами телевимірювання і телекерування і т.д. В таких системах, зазвичай, є велика кількість різноманітних датчиків і перетворювачів інформації фізичних величин, таких як температура, тиск, витрата рідини, швидкість і т.п. Датчики перетворюють початкову фізичну величину в деяку параметричну величину цифрового виду. Відмінною особливістю цих систем є використання дискретних сигналів з певним рівнем квантування (за часом або за рівнем одночасно). Тому в структурі даних систем управління підвищується роль цифрових