

ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ СИНТЕЗУ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ГІДРОСТАТИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Гордєєв О.Ф., Захаров П.О., Полинкевич Р.М. (ЛДТУ, ЛГУ, м. Луцьк, Україна)

From the given are formulated the basic principles of synthesis of mathematical models of the hydrostatical bearings of spindles for the automated planning.

Стан проблеми і постановка задачі дослідження

В останній час накопичений значний розрахунково-експериментальний матеріал [1, 2] в області проектування шпиндельних гідростатичних підшипників (ГСП). Більшість розрахункових методик орієнтована на перевірочні розрахунки і потребує коректування. Для використання наявних методик в автоматизованому проектуванні необхідно провести комплекс робіт по їх доповненню і коректуванню.

Існуючі конструкції шпиндельних ГСП [2] при усій їх різноманітності мають одну загальну структуру, а саме: ділянки потоку - кишені - зазори - злив. Структурування ММ ГСП дозволяє “збирання” програмних модулів у процесі розрахунків в залежності від: потрібної точності й достовірності, врахування технологічних та робочих збурень, кількісного набору вихідних параметрів.

Характеристики ГСП визначаються в основному параметрами потоку мастила в його зазорах. Зазори гідростатичних підшипників утворені обмеженою кількістю видів поверхонь. З них можна виділити: циліндрові, плоскі, сферичні і конічні. За розташуванням перемичок, які створюють зазори, вони розрізняються на: розташовані уздовж утворюючої і розташовані по напрямку окружної швидкості відносного ковзання. Кишені ГСП обмежені одними або декількома видами перемичок. Процес створення ММ ГСП можна формалізувати, маючи ММ на перемичках. В цьому випадку можна використовувати моделі ГСП в вигляді набору окремих модулів.

Ціллю даної роботи є розробка загальних принципів синтезу ММ ГСП в процесі їх автоматизованого проектування..

Основний зміст роботи

Синтез ММ проводиться на прикладі циліндрового радіального ГСП з дренажними канавками універсальної структури (рис. 1) [3]. ММ ГСП синтезується на основі запису рівняння балансу витрат. Для i – ої кишені витрата через дросель запишеться:

$$Q_{\partial pi} = Q_{z1i} + Q_{z2i} + Q_{pi} + Q_{2i} + Q_{cmi} + Q_{ei} + Q_r, \quad (1)$$

де Q_{2i} – перенос мастила з i – ої кишені у коловому напрямку; Q_{cmi} – миттєва зміна об’єму мастила в кишені за рахунок його стиснення; Q_{ei} – миттєве витиснення мастила з кишені при радіальному русі шипа; Q_r – миттєва зміна об’єму мастила в кишені за рахунок хвилястості шипа при його обертанні; Q_{z1i} – витрата мастила через кільцеві (осьові) перемички, який обумовлений гідростатичним витісненням; $Q_{pi} = Q_{pi} + Q_{Li}$ – витрата мастила через повздовжні (в напрямку обертання праву Q_{pi} і ліву Q_{Li}) перемички, який обумовлений гідростатичним витісненням.

Запишемо витратну характеристику дроселя у вигляді:

$$Q_{\partial pi} = \frac{p_H (\alpha_1 - \alpha_2 \overline{p_i})}{R_{\partial pi}^*}, \quad (2)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти лінеаризації витратної характеристики (для ламінарного дроселя постійного опору $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$); $R_{\partial pi}^*$ – параметр, який характеризує опір дроселя.

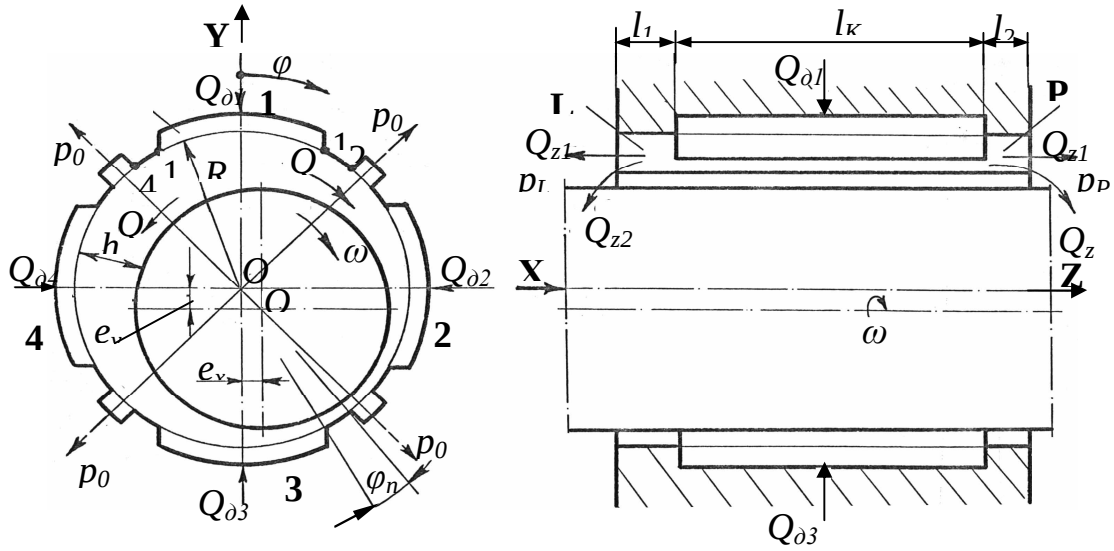


Рис. 1. Розрахункова схема радіального циліндричного ГСП з дренажними канавками

Витрати, які залежать від тисків:

$$Q_{zli} = p_H \left(\frac{\bar{p}_i - \bar{p}_P}{R_{zPi}} + \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_L}{R_{zLi}} \right); \quad Q_{li} = p_H \left(\frac{\bar{p}_i - \bar{p}_0}{R_{12}} + \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_L}{R_{14}} \right), \quad (3)$$

де R – гідравлічний опір перемичок (індексація відповідає схемі на рис. 1).

Витрата на стискування мастила визначається для ізотермічного процесу [3]:

$$Q_{cmi} = \left(p_H W \beta + \frac{V_i}{p_i^2} \right) \frac{dp_i}{dt}, \quad (4)$$

де W – об'єм мастила у кишені; β – об'ємна податливість мастила; V_i – об'єм повітря при атмосферному тиску, яке не розчинено.

Витрату Q_{ei} , яка обумовлена рухом шипа в радіальному напрямку (на кишеню), визначимо наступним чином. При русі шипа на i – ю кишеню трапляється зміна його об'єму. Відносна швидкість точки шипа на куті φ дорівнює:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{dh}{Hdt} = \dot{\varepsilon}_x \sin \varphi - \dot{\varepsilon}_y \cos \varphi,$$

де $\varepsilon = e/H$ – відносний ексцентриситет.

Інтегруючи цей вираз по поверхні кишені, отримаємо вираз для Q_{ei} :

$$Q_{ei} = l_K R H \left[\dot{\varepsilon}_x (\cos \varphi_{i,i+1} - \cos \varphi_{i,i-1}) + \dot{\varepsilon}_y (\sin \varphi_{i,i-1} - \sin \varphi_{i,i+1}) \right]. \quad (5)$$

Витрата, яка обумовлена некруглістю шийки шпинделя (шипа), визначимо на основі виразу: $\Delta \bar{h}_s = \Delta_s \sin(2\pi K_s \lambda + \alpha_s - \omega t)$. Тому що $2\pi\lambda = \varphi$, а параметр α_s для шпинделя не має принципового значення, то $\Delta \bar{h}_s = \Delta_s \sin(K_s \varphi - \omega t)$.

Інтегруючи останній вираз в межах кишені ($\varphi_{i,i-1}$ - $\varphi_{i,i+1}$) отримаємо об'єм хвилі, який характеризує інтегральну похибку на площині кишені:

$$V = \int_0^{l_K} \int_{\varphi_{i,i-1}}^{\varphi_{i,i+1}} \Delta_s \sin(K_s \varphi - \omega t) R d\varphi dz = R l_K \Delta_s [\cos(K_s \varphi_{i,i+1} - \omega t) - \cos(K_s \varphi_{i,i-1} - \omega t)].$$

Похідна від цього виразу за часом дає миттєву зміну об'єму, або витрату:

$$Q_r = \frac{dV}{dt} = R l_K \Delta_s \omega [\sin(K_s \varphi_{i,i-1} - \omega t) - \sin(K_s \varphi_{i,i+1} - \omega t)]. \quad (6)$$

Позначимо: $Q_{\omega i} = Q_{z2i} + Q_{2i} + Q_{\varepsilon i} + Q_r$, тоді рівняння (1) для першої кишені з врахуванням (2 – 6) можна записати:

$$\begin{aligned} \frac{p_H (\alpha_1 - \alpha_2 \bar{p}_i)}{R^*_{\partial p i}} = p_1 \left(\frac{1}{R_{zP1}} + \frac{1}{R_{zL1}} \right) - \frac{p_P}{R_{zP1}} - \frac{p_L}{R_{zL1}} + \\ + (p_1 - p_0) \left(\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{14}} \right) + \left(p_H W \beta + \frac{V_i}{p_i^2} \right) \frac{dp_i}{dt} + Q_{\omega i}. \end{aligned}$$

Не враховуючи для статичних розрахунків стискуваність визначимо p_1 :

$$p_1 = \frac{p_H \alpha_1 - [Q_{\omega 1} - p_0 (Q_P + Q_L) - p_P Q_{z1P1} - p_L Q_{z1L1}] R^*_{\partial p 1}}{p_H \alpha_2 + R^*_{\partial p 1} (1/R_{zP1} + 1/R_{zL1} + 1/R_{12} + 1/R_{14})}.$$

Нормуючи тиски по тиску насоса p_H , отримаємо вираз для відносного тиску:

$$\bar{p}_1 = \frac{\alpha_1 - [Q_{\omega 1} - \bar{p}_0 (Q_P + Q_L) - \bar{p}_P Q_{z1P1} - \bar{p}_L Q_{z1L1}] R^*_{\partial p 1}}{\alpha_2 + R^*_{\partial p 1} (1/R_{zP1} + 1/R_{zL1} + 1/R_{12} + 1/R_{14})}.$$

Аналогічні формули можна отримати й для інших кишень заміною індексу "1" на індекс "i". В загальному вигляді:

$$\bar{p}_i = \frac{\alpha_{1i} - [Q_{\omega i} - \bar{p}_0 (Q_{Pi} + Q_{Li}) - \bar{p}_P Q_{z1Pi} - \bar{p}_L Q_{z1Li}] R^*_{\partial p i}}{\alpha_{2i} + R^*_{\partial p i} (1/R_{zPi} + 1/R_{zLi} + 1/R_{12i} + 1/R_{14i})}. \quad (7)$$

Бачимо, що (7) структурована, тобто вона складається із елементів, які характеризують: витратні коефіцієнти, гідравлічні опори перемичок і параметри дроселя, які можуть визначатися окремо.

З формули (7) легко отримати формули для тисків в кишнях радіального ГСП без дренажних канавок, враховуючи: $\bar{p}_0(Q_{Pi} + Q_{Li}) = \bar{p}_{i,i-1}Q_{Li} + \bar{p}_{i,i+1}Q_{Pi}$. У цьому випадку тиски у кишнях визначаються рішенням системи лінійних алгебраїчних рівнянь відносно $\bar{p}_i$, $i = \overline{1,4}$ (для чотирьох кишень).

ММ ГСП розрахована на обчислення основних його характеристик, а також перехідного процесу в опорі. Для розрахунків підшипника, який розглядається система рівнянь вирішена відносно похідних першого порядку і має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{p}_i}{dt} = \frac{T}{p_H} \cdot \frac{p_H(\alpha_1 - \alpha_2 \bar{p}_i) / R_{opi}^* - \bar{p}_i Q_{zLi} + \bar{p}_P Q_{zPi} + \bar{p}_L Q_{zLi} - \bar{p}_i Q_{Li} - Q_{oi}}{p_H W \beta + V_i / \bar{p}_i^2}; \\ \frac{d\varepsilon_x}{dt} = \varepsilon_{1x}; \\ \frac{d\varepsilon_y}{dt} = \varepsilon_{1y}; \\ \frac{d\varepsilon_{1x}}{d\tau} = \frac{T^2}{mH} P_{x\Sigma}; \\ \frac{d\varepsilon_{1y}}{d\tau} = \frac{T^2}{mH} P_{y\Sigma}; \\ i = \overline{1,4}, \end{array} \right. \quad (8)$$

де m – маса шпинделя, яка приведена до центру підшипника; T – час одного оберту шпинделя, $T=1/(60n)$, с; $\tau = t/T$ – безрозмірний час; $P_{x\Sigma}$, $P_{y\Sigma}$ – миттєві проекції усіх сил, відповідно на вісі X і Y , які діють на шпиндель.

Блок розрахунку перехідного процесу може служити, наприклад, для визначення траєкторії обертання шпинделя у підшипнику з врахуванням динамічних зміщень.

Висновки

Проведені теоретичні дослідження математичних моделей шпиндельних гідростатичних підшипників дозволяють зробити наступні висновки:

1. Є можливим структурний розподіл як предметної області розрахунків (ГСП – дільники потоку), так і процедур її дослідження (методів аналізу); при тому методи аналізу інваріанти до елементів предметної області.

2. Для отримання програмних процедур розрахунку характеристик ГСП і дільників потоку можна використовувати типові алгоритми, тобто типізувати процес розробки програмного забезпечення при розширенні предметної області та добавленні методів аналізу.

Список літератури: 1. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. 232 с. 2. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с. 3. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. - М.: Машиностроение, 1962. - 296 с.

Сдано в редакцію 06.02.07