

ДІАГНОСТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СУДНОВИХ РОТОРНИХ СИСТЕМ ІЗ ПІДШИПНИКАМИ КОВЗАННЯ*Романовський Г.Ф.,**Національний університет кораблебудування,**Кирюхін О.Л., Ажимов В.В., Черніта П.В.,**Академія ВМС ім. П.С. Нахімова*

Розвивається методологічний підхід до побудови діагностичних ознак судових роторних систем, що ґрунтується на моделюванні параметрів процесійного руху ротора в підшипниках в умовах дії конструктивних, режимних і експлуатаційних чинників. Розглядаються принципи побудови експертних комплексів моніторингу і вібродіагностики судових роторних систем з опорами ковзання.

Ключові слова: роторні системи, діагностика, підшипники ковзання.

Постановка проблеми. Актуальність дослідження. Сучасними тенденціями розвитку транспортних енергетичних установок є зростання питомих потужностей і частот обертання двигунів, яке супроводжується збільшенням мас і габаритів валів, підвищенням діючих на підшипники сил і, відповідно, зростанням втрат механічної енергії на тертя та збільшенням експлуатаційних витрат на підтримку й відновлення працездатності енергоустановок. Встановлення резервів забезпечення працездатності та оптимізація режимів судових енергетичних установок (СЕУ), зниження витрат на їх обслуговування і ремонт вимагає підвищення ефективності контролю технічного стану основного енергетичного обладнання. Для складних технічних систем, які забезпечують передачу крутного моменту від двигунів до рушіїв, виявлення стійких різноманіть у просторі станів динамічної системи та засобів вібродіагностики для їх відображення стає основою формування діагностичних ознак технічного стану таких систем.

Традиційно базою для формування діагностичних ознак є аналіз вібраційних характеристик роторних систем у нормальному (бездефектному) стані та при наявності дефектів (у т. ч. штучно введених). На основі аналізу сигналів вібрації формуються діагностичні ознаки справного і дефектного станів роторних систем. Перспективним є підхід, заснований на створенні математичних моделей, що описують рух ротора у просторі зазорів опор ковзання [1, 2]. Такій підхід дозволяє моделювати можливі відхилення від нормального функціонування та імітувати відповідні процеси у точках контролю вібропереміщень.

Аналіз сучасних досліджень [1 - 7] вказує на те, що основою формування еталонних вібродіагностичних ознак є підвищення адекватності моделей в умовах зміни технічного стану судових роторних систем у процесі наробітку ресурсу, інтенсифікації впливу режимних і експлуатаційних факторів, виникнення скритих відмов елементів системи. Однак автори цих робіт обмежують постановку задач розрахунку реакцій підшипників розгляданням ламінарного безінерційного плинину ізотропних мастильних

середовищ. Значну частину досліджень засновано на лінійному підході до моделювання реакцій опор, що не враховує зміну трибомеханічних і реологічних характеристик мастильного шару підшипників при експлуатації. Останнє підтверджує актуальність удосконалення методів моделювання і динамічного аналізу прецесійного руху валів суднових технічних засобів у просторі зазорів підшипників.

Метою статті є удосконалення діагностичних моделей суднових роторних систем із підшипниками ковзання з метою підвищення ефективності їх діагностичного контролю в процесі експлуатації.

Динамічний аналіз роторних систем на етапах проектування здійснюється за допомогою кінцево-елементних моделей з розподіленими пружними й інерційними параметрами на основі рівнянь Лагранжа, теорем динаміки й канонічних рівнянь Гамільтона, однак їх застосування ускладнює побудову моделей рухомих систем з потоками енергії різних видів, що вимагає значних обчислювальних ресурсів при розв'язанні. Прийнятною альтернативою, що підходить для побудови діагностичних моделей, є застосування методів розрахунку динамічних систем із зосередженими параметрами.

На рис. 1 представлені схеми для аналізу динамічних систем із зосередженими параметрами, що враховують просторове зміщення і прецесію ротора відносно центрів рухомої рівноваги.

Рух несиметричного жорсткого ротора описується такими рівняннями:

$$\begin{aligned}
 m \ddot{X}_1 &= m \frac{I_z}{I} \frac{\ell_1}{\ell} \omega (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1) + m e_p \omega^2 \cos \omega t + W_1 \left(1 + m \frac{\ell_1^2}{I} \right) + W_2 \left(1 - m \frac{\ell_1 \ell_2}{I} \right); \\
 m \ddot{X}_2 &= -m \frac{I_z}{I} \frac{\ell_2}{\ell} \omega (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1) + m e_p \omega^2 \cos \omega t + W_1 \left(1 - m \frac{\ell_1 \ell_2}{I} \right) + W_2 \left(1 + m \frac{\ell_1^2}{I} \right); \\
 m \ddot{Y}_1 &= m \frac{I_z}{I} \frac{\ell_1}{\ell} \omega (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + m e_p \omega^2 \sin \omega t + W_3 \left(1 + m \frac{\ell_1^2}{I} \right) + W_4 \left(1 - m \frac{\ell_1 \ell_2}{I} \right); \\
 m \ddot{Y}_2 &= -m \frac{I_z}{I} \frac{\ell_2}{\ell} \omega (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + m e_p \omega^2 \sin \omega t + W_3 \left(1 - m \frac{\ell_1 \ell_2}{I} \right) + W_4 \left(1 + m \frac{\ell_1^2}{I} \right),
 \end{aligned} \tag{1}$$

де $X(t) = e_x(t)$, $Y(t) = e_y(t)$ – проекції зміщення центра цапфи по траєкторії рухомої рівноваги; I_z , I – полярний і екваторіальний моменти інерції ротора; $\ell = (\ell_1 + \ell_2)$ – довжина вала між опорами (рис. 1,а); ω – кутова швидкість обертання; $W_{1,3} = (F_{X1,2} + P_{X1,2})$, $W_{2,4} = (F_{Y1,2} + m g + P_{Y1,2})$ – функції від реакцій опор (F_X , F_Y) і зовнішніх сил (P_X , P_Y); m , e_p – маса й ексцентриситет ротора.

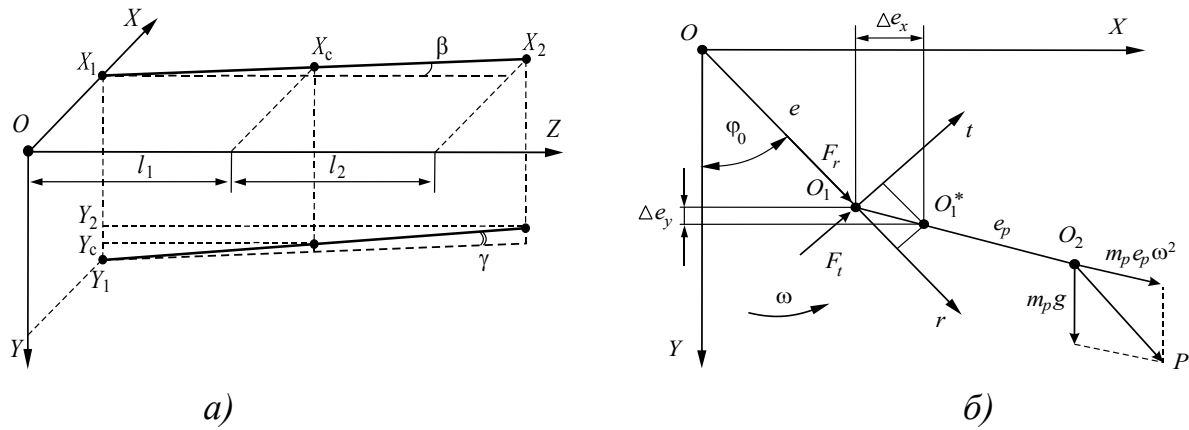


Рисунок 1 – Схеми для аналізу просторового зміщення (а) і руху (б) вала в опорах: O – центр підшипника; O_1 – центр шипа; O_2 – центр мас ротора

Система рівнянь (1) описує гармонічні коливання вала, які обумовлені дисбалансом ротору, гіроскопічними ефектами, дією зовнішніх сил і неконсервативних реакцій мастильних шарів гідродинамічних (ГДП), гідростатичних (ГСП) і гідростатодинамічних (ГСДП) підшипників із точковою подачею мастильного матеріалу в зазор і з мастильними канавками різної конфігурації (рис. 2).

Рух робочого тіла в зазорах радіальних підшипників ковзання в декартовій системі координат і в тензорній формі описується такими рівняннями [8, 9].

Рівняннями збереження маси й імпульсу:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial V_z}{\partial y} \right), \quad (5)$$

де V – проекції вектора швидкості часток рідини; ρ і μ – густина і в'язкість мастильного матеріалу; p – манометричний тиск; x, y, z – координати у декартовій системі (рис. 2, б); t – час.

Рівняннями переносу кінетичної енергії турбулентності:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(V_x k)}{\partial x} + \frac{\partial(V_y k)}{\partial y} + \frac{\partial(V_z k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right] + v_T \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \varepsilon \quad (6)$$

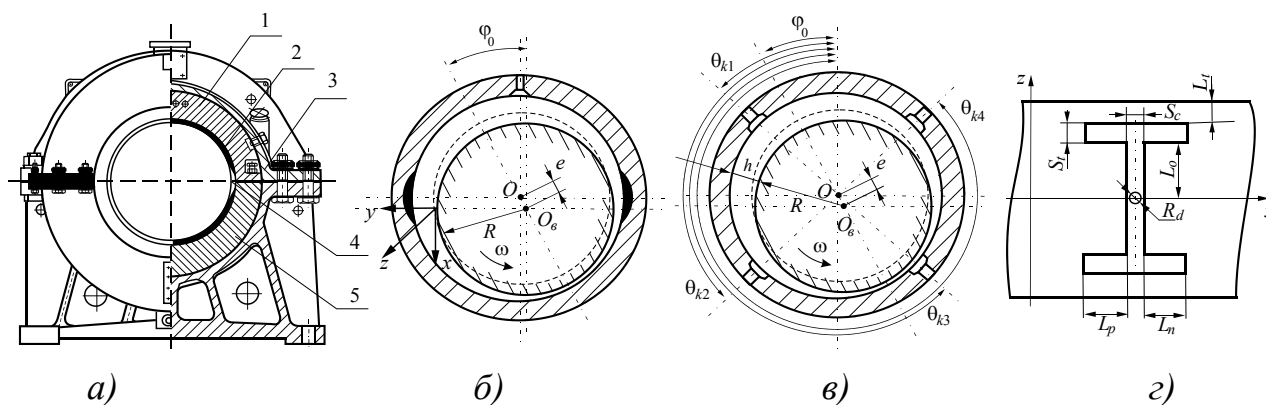


Рисунок 2 – Розрахункові схеми радіальних підшипників ковзання: *a* – конструктивна схема; *б* – розрахункова схема ГДП; *в* – розрахункова схема ГСДП; *г* – розгорнення поверхні втулки ГСДП; 1, 5 – верхній і нижній вкладиши; 2 – антифрикційний шар; 3 – корпус підшипника; 4 – мастильна канавка

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial(V_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(V_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(V_z \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{v_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + C_{\varepsilon 1} v_T \frac{\varepsilon}{k} \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

де k , ε – кінетична енергія турбулентності та швидкість її дисипації; ν – кінематична в'язкість мастильного матеріалу; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε – коефіцієнти.

Неоднорідність реологічних і теплофізичних характеристик мастильного матеріалу, особливості його вихрового плинину в гідравлічному тракті в формулах (2) – (7) виражаються через комплекси, що мають розмірність в'язкості:

$$\mu = \mu_{ef} + \mu_T; \quad \nu = \nu_{ef} + \nu_T,$$

де μ_{ef} , $\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $\nu_{ef} = \frac{\mu_{ef}}{\rho}$, $\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ – молекулярна і турбулентна

складові динамічної і кінематичної в'язкості мастильного матеріалу; C_μ – коефіцієнт.

Початкові умови для (2) – (7) визначаються при розв'язанні статичної задачі. При допущеннях, які звичайно використовуються в

термогідродинамічній теорії мащення, ці рівняння подаються у вигляді, що враховує змінні реологічні й теплофізичні властивості мастильного матеріалу за всіма координатами.

Рівняння Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 F(x, z) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 F(x, z) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \omega R \frac{\partial}{\partial x} \left(h \frac{f_1}{f_0} \right), \quad (8)$$

де $h = h_0 - e \cos\left(\frac{x}{R} - \varphi_0\right)$ – товщина мастильного шару; h_0 – радіальний зазор; e – ексцентриситет; R – радіус вала; ω – кутова частота його обертання; φ_0 – кут нахилу лінії центрів; $F(x, z) = \frac{f_0 f_2 - f_1^2}{f_0}$; $f_k = \int_0^h \rho \frac{y^k}{\mu} dy$ – функції, що описують зміну параметрів мастильного матеріалу по товщині шару ($k = 0, 1, 2$).

Рівняння енергії:

$$c_v \rho \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right], \quad (9)$$

де T – функція розподілу температури в шарі; $\lambda = \lambda_{ef} + \lambda_T$ – коефіцієнт теплопровідності мастильного матеріалу; λ_{ef} , $\lambda_T = \mu_T \frac{c_p}{Pr_T}$ – молекулярна і турбулентна складова коефіцієнта теплопровідності; Pr – число Прандтля; c_p – теплоємність при постійному тиску.

Рівняння теплопровідності валу й корпусу підшипників:

$$\lambda_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial Z^2} \right) = \rho_s c_s \omega R \frac{\partial T_s}{\partial Z}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 T_{ki}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_{ki}}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T_{ki}}{\partial Z^2} = 0 \quad (11)$$

де T_s , λ_s , ρ_s , c_s – температура, теплопровідність, густина і теплоємність вала; T_{ki} – температура корпусу i -го підшипника.

Система (8) – (11) доповнюється реологічними й теплофізичними залежностями для найбільш поширених у судновій енергетиці одно- й двофазних мастильних середовищ. Сіткові функції в'язкості й густини уточнюються в процесі розрахунку після встановлення характеристик турбулентності, розподілів температури у мастильному шарі за стаціонарними аналогами рівнянь (6), (7) і (9). Для визначення компонент швидкості руху мастила використовуються такі відомі вирази:

$$V_x = h^2 \frac{\partial p}{\partial x} \left(i_1 - \frac{m_1}{m_0} i_0 \right) + \left(1 - \frac{i_0}{m_0} \right); \quad V_z = h^2 \frac{\partial p}{\partial z} \left(i_1 - \frac{m_1}{m_0} i_0 \right);$$

$$V_y = \int_0^y \frac{1}{\rho} \left[h \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x) - y \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_x) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z) - y \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_z) \right] dy,$$

де $m_k = \int_0^h \frac{y^k}{\mu} dy$; $i_k = \int_0^y \frac{y^k}{\mu} dy$; $k = 0, 1, 2$.

Розв’язання статичної задачі після приведення системи вихідних рівнянь до безрозмірного вигляду та представлення кінцево-різницевиими аналогами здійснюється ітераційним методом. При розв’язанні різницевих аналогів рівнянь (8), (9) використовується метод змінних напрямків у сполученні з методом верхньої релаксації, оскільки при цьому досягається більша швидкість збіжності й необхідна стійкість ітераційного процесу. Визначення функцій розподілу тиску й температур в підшипниках здійснюється за методом прогону. Рівняння турбулентного переносу й дифузії розв’язуються за методом інтегральних тотожностей. Як критерій збіжності використовується малість відносної зміни величини від ітерації до ітерації.

Чисельне інтегрування системи рівнянь (1) здійснюється за методом Адамса-Башфорта. При розв’язанні вихідної нестационарної системи рівнянь (2) – (7) для визначення додаткових компонент тисків, що виникають при переміщенні вала зі стаціонарного положення, використовується методологічний підхід, що базується на циклічних послідовностях операцій за схемою «предиктор – коректор». Застосовано трьохетапний ітераційний метод, що спирається на розрахунок поля швидкостей руху мастильного матеріалу по передбачуваних збільшеннях тиску в шарі з наступним коректуванням значень тиску й швидкості за умовою задоволення рівнянню нерозривності. Реалізація цього методу знижує неточність розрахунку, пов’язану з апіорним уявленням про характер трибомеханічних і реологічних процесів у підшипниках.

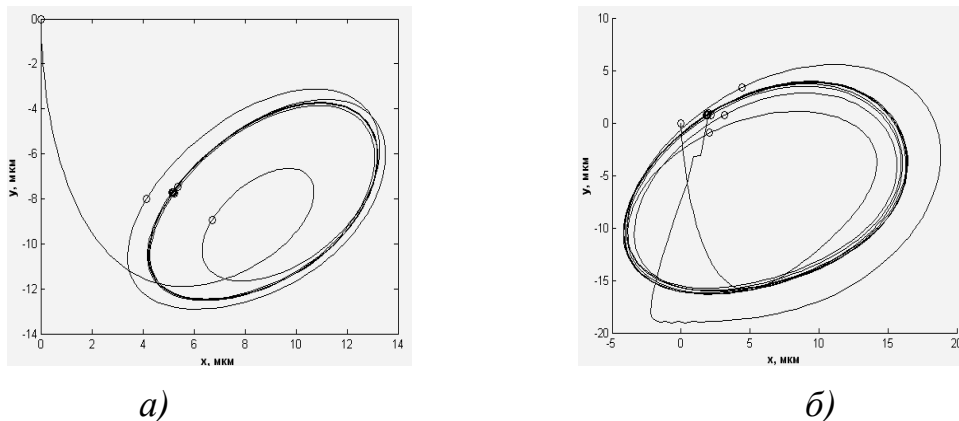


Рисунок 3 – Характерні траєкторії руху вала у підшипниках:
а) при дисбалансі ; б) при імпульсному навантаженні внаслідок хвилювання

Розв'язання системи вихідних рівнянь дозволяє визначити положення рухомої рівноваги і траєкторії прецесії валів у підшипниках. За результатами розрахунків будуються еталонні діаграми коливань, які відображають вплив режимних параметрів, зовнішніх факторів і дефектів роторних систем (рис. 3).

Розвиток методів динамічного аналізу судових роторних систем дозволяє побудувати експертні системи оцінки технічного стану об'єктів, які реалізують принципи вібромоніторингу й вібродіагностики. При цьому вібродіагностика охоплює істотно більше коло задач та застосовується не тільки для визначення і прогнозу розвитку параметрів вібрацій роторів, а й для аналізу технічного стану системи, для котрих існує реальна ймовірність відмови.

Структура системи вібраційного моніторингу і діагностики, яка відповідає вимогам щодо перешкодостійкості та надійності, швидкості виконання операцій аналізу й оперативності прийняття рішення, зображена на рис. 4.

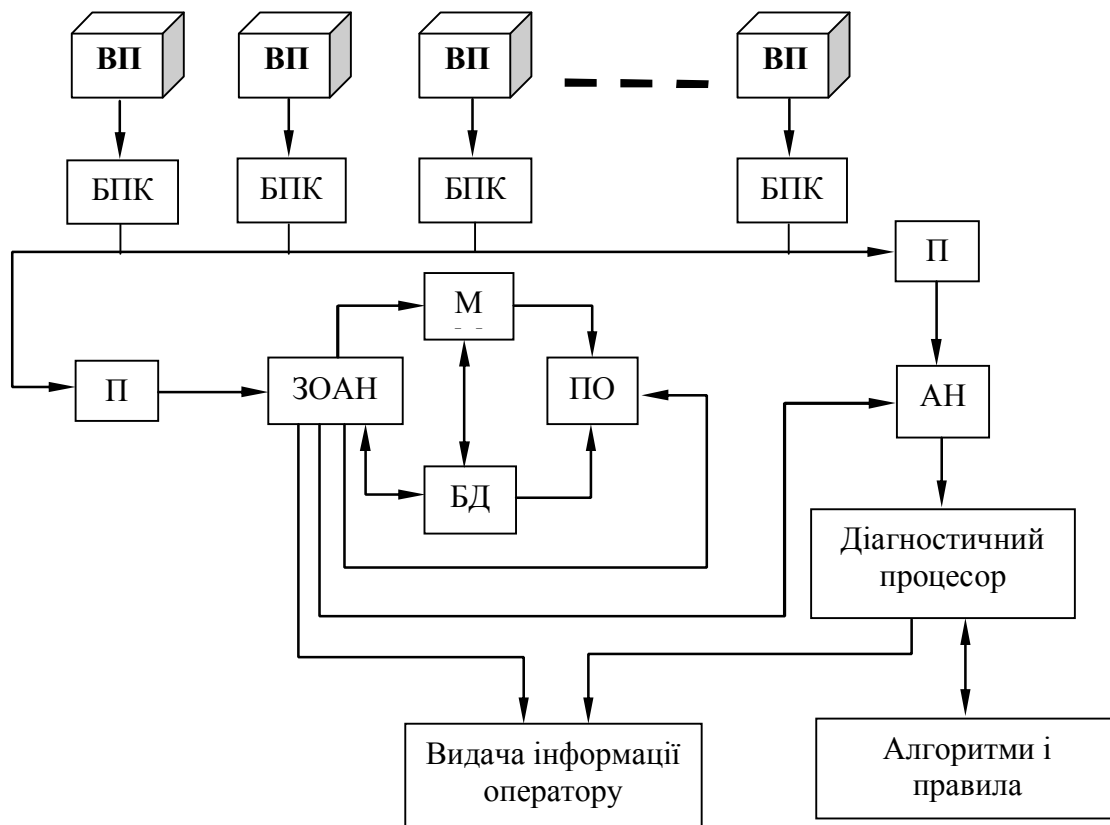


Рисунок 4 – Структура системи вібраційного моніторингу і діагностики:

ВП – вимірювальний перетворювач;
 БПК – блок посилення і комутації;
 ПУ – пристрій узгодження;
 ЗОАН – засіб обробки і аналізу;

ММ – математична модель;
 БД – база даних;
 ПО – програма обробки бази;
 АН – аналізатор.

Вимірювальний перетворювач (ВП) вимірює відносну вібрацію ротора та через блок посилення і комутації (БПК) передає низькочастотну і

середньочастотну складові вібрації в систему моніторингу. Пристрій узгодження (ПУ) узгоджує сигнали аналізатора і БУК для запобігання несанкціонованої втрати інформації. Засіб обробки і аналізу (ЗОАН) із застосуванням алгоритмів швидкого перетворювання Фур'є чи вейвлет-перетворення перетворює вібраційний сигнал від первинних перетворювачів у форму, яка використовується для подальшого аналізу. ЗОАН відсилає запитання в базу даних (БД) про стан системи «ротор – підшипники». При відсутності в базі даних стандартного рішення виконується розрахунок за математичною моделлю та встановлюються функціональні зв'язки між результатами вібраційних вимірювань і причинами їх виникнення. Програма обробки бази вносить результати розрахунків в БД і в подальшому проблемна ситуація буде вважатися визначеною.

ЗОАН, після отримання інформації від бази даних, визначає необхідність у проведенні діагностики на основі аналізу усіх складових сигналів вібрації. Аналізатор (АН) оброблює сигнали вібрацій за алгоритмами часово-частотного аналізу та передає інформацію діагностичному процесору, який реалізує алгоритми діагностики з метою прогнозування вібростану об'єкта і видачі рекомендацій оператору щодо номінування режиму роботи СЕУ.

Таким чином, експертна система розділяється на дві взаємопов'язані підсистеми: підсистему моніторингу для постійного контролю й регулювання процесів утримання та стабілізації валів у підшипниках, а також підсистему вібродіагностики для оцінки і прогнозування технічного стану об'єкту на усіх етапах життєвого циклу судна і його енергетичної установки. Такий розподіл дозволяє підвищити інформативність засобів діагностичного контролю і оперативність прогнозування сценаріїв розвитку подій, перейти на обслуговування систем, які забезпечують передачу крутного моменту від двигунів до рушіїв, за технічним станом.

Висновки. Методологічною базою для виявлення закономірностей коливального руху і формування діагностичних ознак судових роторних систем є моделювання процесів прецесійного руху валів у просторі зазорів підшипників та прогнозування зміни технічного стану об'єкту у процесі наробітку ресурсу, інтенсифікації впливу режимних і експлуатаційних факторів, виникнення скритих відмов елементів системи. Такий підхід дозволяє формувати діагностичні ознаки об'єкта в нормальному (бездефектному) стані й при виникненні дефектів і скритих відмов, імітувати відповідні процеси у точках віброконтролю та підвищити ефективність експертних систем моніторингу й діагностики судового енергетичного обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis / D. Childs. – New York : Wiley-Interscience, 1993. – 496 p.
2. Барков А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по

вибрації / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – СПб. : Изд-во Гос. морск. техн. ун-та, 2000. – 169 с.

3. Wovk V. Machinery vibration: Measurement and analysis / V. Wovk. – New York : McGraw-Hill, 1991. – 358 p.

4. Гольдин А. С. Динамика роторных машин / А. С. Гольдин. – М. : Машиностроение, 1999. – 344 с.

5. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения : монография / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М. : Машиностроение, 2006. – 444 с.

6. Genta G. Vibration dynamics and control / G. Genta. – Berlin : Springer, 2008. – 856 p.

7. Adams M. L. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting / M. L. Adams. – Raton, USA : CRC Press, 2009. – 476 p.

8. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин : монография / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко. – Николаев : Нац. ун-т кораблестроения им. адм. Макарова, 2007. – 140 с.

9. Романовский Г. Ф. Термогидродинамический расчёт подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г. Ф. Романовский, А. Л. Кирюхин // Проблемы трибологии. – 2009. – № 3 (53). – С. 62-71.

Романовский Г.Ф., Кирюхин О.Л., Ажимов В.В., Черпита П.В. ДИАГНОСТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СУДОВЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Развивается методологический подход к построению диагностических признаков судовых роторных систем, основанный на моделировании параметров прецессионного движения ротора в подшипниках в условиях воздействия конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов. Рассматриваются принципы построения экспертных комплексов мониторинга и вибродиагностики судовых роторных систем с опорами скольжения.

Ключевые слова: роторные системы, диагностика, подшипники скольжения.

Romanovskiy G.F., Kyryukhin O.L., Azhymov V.V., Cherpita P.V. DIAGNOSTIC MODELING OF MARINE ROTARY SYSTEMS WITH BEARINGS

Methodological approach to constructing diagnostic features of ship rotor systems based on modeling parameters of the precessional motion of the rotor in bearings under the impact of design, secure and operational factors is developed. Principles of constructing expert systems for monitoring and vibration diagnostics of ship rotor systems with feet slipping are considered.

Keywords: rotor systems, diagnostics, slidewaies.