

УДК 622.232-191

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНУ РОТОРНОЇ МАШИНИ НА РІВЕНЬ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ І ШВИДКІСТЬ СПРАЦЮВАННЯ ЇЇ МЕХАНІЗМІВ

Кіяновський М.В., докт. техн. наук, проф.
Криворізький технічний університет

Розроблено механізм діагностичного моніторингу траєкторії обертального руху робочого органу стаціонарної роторної машини у випадках, коли траєкторія реального руху відхиляється від теоретичної осі, що сприяє збільшенню динамічних навантажень і зростанню інтенсивності спрацювання механізмів машини.

Developed a mechanism of motion diagnostic to trajectory of work organ of stationary machinery in cases, when a trajectory of real motion deviates from theoretical axis contributing to augmentation of dynamic loadings and to growth of machinery mechanisms working intensity.

У дослідженнях [1] доведено, що швидкість спрацювання ресурсу опор роторної технологічної машини знаходиться у степеневій залежності від ступеню неврівноваженості ротору і, відповідно, рівня динамічного навантаження опор. По мірі спрацювання елементів опор збільшується зазор у підшипнику, підвищується рівень коливального збудження роторного механізму, що сприяє збільшенню динамічного навантаження і стає передумовою зростання темпів спрацювання і завчасної втрати працездатності опор. Для запобігання інтенсивного розвитку таких процесів виконано діагностичне визначення закономірностей формування амплітуд кінематичних параметрів і енергетичних характеристик коливальних процесів, що супроводжують взаємодію деталей механізмів. Розглянемо цю ситуацію з теоретичних позицій.

Для реально працюючої машини можливі декілька варіантів впливу зазору на величину динамічної реакції машини. Перший варіант, якщо між валом ротора і опорою відсутні зазори, що характерно іноді при монтажі підшипників кочення. У цьому випадку відцентрові сили збільшують прогинання ротора. Для цього варіанту визначення динамічних реакцій необхідно провести з урахуванням маси рото-

ра, корпусу і пружних властивостей фундаментно-рамних конструкцій. Система коливань ротора при цьому [2]

$$m_r w_i^2 [e_{cm} + y_r(t) - y_{st}] - c_n [y_r(t) - y_{st}(r)] = 0 \quad (1)$$

$$m_{st} y_{st}''(t) + c_2 y_{st}(t) - c_n [y_r(t) - y_{st}(t)] = 0, \quad (2)$$

де - $y_r(t)$, $y_{st}(t)$ - зміщення центра маси ротора і корпусу машини відносно положень рівноваги відповідно; m_{st} - маса корпусу; c_2 - сумарна жорсткість фундаментно-рамної конструкції у вертикальному напрямі.

Рішення вищенаведеної системи рівнянь для амплітуди коливань корпусу

$$y_{st} = e_{cm} / (m_{st}/m_r) (1 - w_r^2/w_0^2) (w_{01}^2/w_r^2 - 1), \quad (3)$$

де $w_0 = (c_n/m_r)^{1/2}$ - власна частота вертикальних коливань ротора на пружних опорах; $w_{01} = (c_2/m_{st})^{1/2}$ - власна частота коливань корпусу на пружних опорах.

Варіант другий, якщо в підшипнику кочення радіальний зазор перевищує ексцентриситет e_{ct} рівняння коливань ротора і корпусу

$$m_r y_{r}^{**}(t) - c_n [e_{cm} - y_r(t) - y_{st}(t)] = 0 \quad (4)$$

$$m_{st} y_{st}^{**}(t) + c_2 y_{st}(t) - c_n [e_{cm} - y_r(t) - y_{st}(t)] = 0 \quad (5)$$

Рішення цієї системи рівнянь дає наступне значення для амплітуди коливань корпусу

$$y_{st} = e_{cm} / [(m_{st}/m_r) (1 - w_r^2/w_0^2) (w_{01}^2/w_r^2 - 1) - 1] \quad (6)$$

Аналіз вищенаведених систем дає вельми цінну для діагностичних цілей інформацію у вигляді наступної залежності (рис.1).

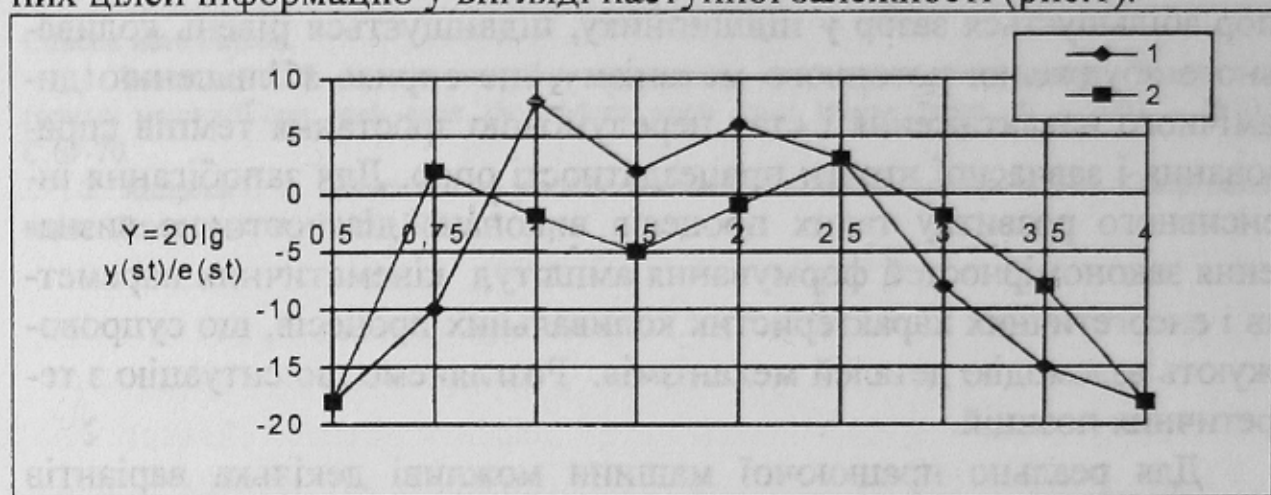


Рисунок 1 - Амплітуда коливань корпусу при обертанні статично невірноваженого ротора: 1 - без зазору; 2 - із зазором, для різних значень відношення робочої частоти обертання w до критичної w_0 .

З малюнка слідує, що власна частота коливань ротора на різних опорах (не абсолютно жорстких) при наявності зазорів в опорах ротора нижче ніж власна частота коливань корпусу, так як визначається

сумою маси корпусу і ротора Як наслідок рівні вібрації корпусу, що створюються ротором із заданою величиною невірноваженості, при наявності зазору виявляються нижче. Конструкції механізмів збагачувального обладнання забезпечують застосування цієї умови для нормованих залишкових дисбалансів роторів. Наприклад для турбокомпресора ТВД-80, нормований ексцентриситет залишкової маси 9мкм, а зазор у новому підшипнику (опори ротору) № 314 – 40 мкм. Однак у експлуатації порушення умов другого варіанту настає при зменшенні радіального зазору до нуля за рахунок дефектів монтажу підшипників у вигляді перекосів внутрішнього або зовнішнього кільця і перехід роботи підшипника у режим першого варіанту. При цьому одночасно збільшуються вертикальні і з'являються осьові коливання робочого органу, що сприяє збільшенню швидкості спрацювання ресурсу підшипників. Приріст амплітуди вертикальних коливань дорівнює

$$\Delta y_{st} = e_{cm} / (m_{st}/m_r) (1 - w_r^2/w_0^2) (w_{01}^2/w_r^2 - 1) - e_{cm} / [(m_{st}/m_r) (1 - w_r^2/w_0^2) (w_{01}^2/w_r^2 - 1) - 1]. \quad (7)$$

Для попередження цих умов в експлуатації розглянемо прикмети і умови розпізнавання цих дефектів у змісті і характері динамічних реакцій машини.

Одною з найбільш поширених причин обертання ротору без компенсуючого зазору є дефект монтажу опор (підшипників) у виді перекоосу. Перекооси підшипників ковзання діагностуються за величиною зростання першої гармоніки осьових коливань. Амплітуди коливань цієї складової змінюються від $V=1-3$ мм/с для нормальних умов, до $V=15-30$ мм/с при появі перекоосу. Для підшипників кочення перекооси зовнішнього кільця підшипника виявляється на частотах $f_{з.к.} = k f_{cen} z$. Перекіс внутрішнього кільця підшипника виявляється на частотах $f_{в.к.} = k (f_0 - f_{cen}) z$. Дефекти зносу куль, при таких навантаженнях з'являються у вигляді поясків зносу і виявляються на бічних частотах відносно гармонік подвійної частоти $f_{з.к.} = f_{cen} [2kD/d(1 + D/d) + 1]$. На цих частотах виявляються і інші дефекти деталей підшипників кочення, зокрема зосереджені дефекти типу раковин, дряпин, наклепів і т.п.

Перекооси підшипників і моментна (динамічна) невірноваженість ротору спричиняють появу осьових навантажень на опори, які не передбачені при їх проектуванні. Це явище досліджено у процесах спрацювання опор роторів збагачувальних машин. Встановлена на-

ступна залежність строку служби опор від рівня осьових навантажень.

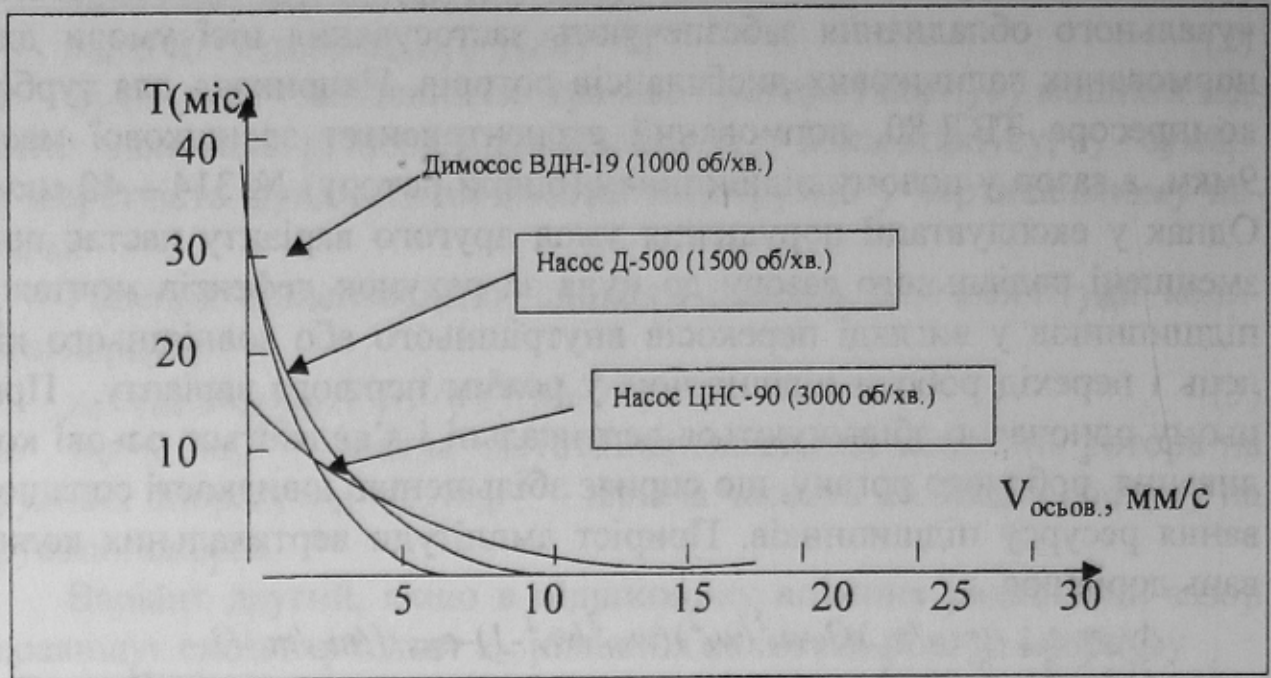


Рисунок 2 - Вплив дефектів монтажу на строк служби опор роторних збагачувальних машин

Таким чином суттєвою умовою зменшення швидкості спрацювання опор технологічних роторних машин (у 8-30 разів) є забезпечення умови, що величина радіального зазору у сполученні вал-підшипник повинна бути більшою величини ексцентриситету центру мас ротора. Контроль параметрів зазору і ексцентриситету у машині, яка працює надійно здійснюється за допомогою засобів спектрального розпізнавання дефектів, які зароджуються або створені при монтажу.

Додатковим свідченням на появу осьових навантажень від перекосів підшипників кочення є стрімка зміна у часі спектральної компоненти $f_c = (1 - d_{ш.о})n/2$, яка несе інформацію про темп зносу сепаратору. Далі це пошкодження розвивається за схемою раптової відмови.

Поступове зростання інших компонентів спектру діагностичного сигналу свідчить про нормальну схему навантажень підшипника і природній темп вичерпання його ресурсу.

Для технологічного обладнання збагачувальних систем з подовженим ротором (багатосекційні насоси, вентилятори, компресори) характерна динамічна нерівноваженість, тобто наявність умови коли до статичної нерівноваженості додається моментна (динамічна). У цій ситуації вісь інерції машини зміщена від осі обертання на величи-

ну ексцентриситету і додаткового прогинання робочого органу і здійснює кутові коливання відносно осі обертання у вертикальній площині на деякий кут δ .

Розпізнавання появи моментної неврівноваженості здійснюється при появі різниці фаз у діагностичному сигналі на опорах робочого органу $\Delta\varphi=180^\circ$.

Так наприклад, для збагачувального обладнання, результати промислових досліджень якого приведені у [1], рівні його коливальної активності наступні:

Характеристика ротора	Амплітуда коливань, мм/с вертикальних - осьових	
Статично урівноважений ротор	3-4	2
Статично неурівноважений ротор	15	3-4
Ротор з моментною неврівноваженістю	38	38

Амплітуда кутових коливань залежить від рід різниці залишкових дисбалансів у крайніх площинах балансування, частоти власних кутових коливань $\omega_{o\varphi}=(c_{1\varphi}/J_{r\varphi})^{1/2}$, де $c_{1\varphi}$ - кутова жорсткість опор ротору, $J_{r\varphi}$ - момент інерції ротора у площині вібрацій. Промислові дослідження показали, що рівні вібрації при моментній неврівноваженості ротору не менш ніж у два рази вище чим при статичній. Це пояснюється тим, що частота власних кутових коливань у два рази вище відносно частоти власних коливань статично неврівноваженого ротору. При цьому в два рази зменшується активний опір коливальної системи $R = \eta c_{r1}/\omega_0$ і відбувається приближення до зони резонансу.

Таким чином усунення моментної неврівноваженості є актуальною задачею служб експлуатації при своєчасному її розпізнанні, яке може бути побудоване на розроблених технологіях визначення технічного стану, особливо на етапі вводу обладнання в експлуатацію після його ремонтного відновлення.

Так як швидкість спрацювання і пошкодження опор обладнання знаходиться у степеневій залежності від рівня їх динамічної неврівноваженості, гнучке коригування динамічних властивостей елементів обладнання і усунення відповідних дефектів є запорукою збільшення строку служби обладнання до 30 разів і попередження аварійних відмов.

Список джерел.

Кияновский Н.В. Новые разделы в теории и практике надежности машин. - Кривой Рог.: Минерал, 1998. - 210 с.