

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДЕФЕКТІВ НА ЗМІНУ ЧАСТОТНОГО СПЕКТРУ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТАХ СИСТЕМ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ

© Паньків Ю.В., 2007

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Приведені результати експериментальних досліджень вібростану відцентрових насосних агрегатів систем підтримання пластового тиску при наявності в них різних дефектів. Наведені реалізації частотних спектрів найбільш характерних дефектів на різних стадіях їх розвитку. Визначено склад найбільш інформативних гармонік, які можуть бути використані як діагностичні ознаки

Як відомо, на даний час більшість агрегатів із парку технологічного обладнання нафтогазового комплексу України, термін експлуатації яких інколи становить декілька десятків років, мають практично вичерпаний ресурс експлуатації, що обумовлює їх значну кількість відмов і аварій. Цілий ряд причин, основними з яких є економічні, не дають змоги вчасно провести заміну спрацьованого обладнання на нове, в зв'язку з чим важливого значення набуває проблема забезпечення надійної та ефективної його роботи, зокрема й відцентрових насосних агрегатів (ВНА), що використовуються в системі підтримання пластового тиску (ППТ).

Виходом з ситуації є запровадження системи проведення ремонту агрегату за потребою, що вимагає знання його фактичного технічного стану в будь-який момент часу, який може бути визначений методами технічної діагностики. При цьому, з-поміж усіх існуючих методів технічної діагностики [1,2,3], які умовно можна поділити на методи параметричної та віброакустичної діагностики, найбільш перспективними є віброакустичні методи, що дають змогу на основі даних про рівні вібрації у контрольних точках агрегату оцінювати його технічний стан та проводити діагностику несправностей.

Згідно з промисловими даними найбільш поширеними типами відмов насосного обладнання системи підтримання пластового тиску є вихід з ладу підшипників, робочих коліс та направляючих апаратів, зубчатої з'єднувальної муфти. Серед дефектів, що зумовлюють ці відмови можна виділити наступні: розбаланс, розцентровка валів насоса та привідного двигуна (радіальна та торцева), викривлення валу, знос та деформації поверхонь лопастей робочих коліс, дефекти підшипників кочення та ковзання, ослаблення механічного кріплення насоса до фундаменту. На жаль, сьогодні

відсутні не лише загальноприйняті методи діагностування ВНА в процесі експлуатації, але і штатні вібродавачі, що не дозволяє оцінити вібраційний стан конкретного агрегату. Тому актуальними залишаються задачі розробки методики та засобів контролю їх стану за показниками рівня вібрації, зокрема, за параметрами частотного спектру.

Останній діючий нормативний документ [4] був затверджений 20 років тому і не відповідає сучасному рівню розвитку методів та засобів віброакустичної діагностики. На даний час також відсутній єдиний стандарт стосовно нормування вібрації відцентрових насосів, хоча певні роботи в цьому напрямку ведуться [5].

Таким чином, при розробці методики контролю стану ВНА з урахуванням останніх вимог та можливостей сучасної вимірювальної техніки ставиться задача встановлення залежностей між видами і ступенями розвитку вказаних вище дефектів та зміною складових у частотному спектрі вібросигналів ВНА, вирішення якої дасть змогу визначити діагностичні ознаки та на їх основі сформулювати основні положення методики контролю.

З метою виявлення закономірностей зміни складових частотного спектру вібраційних процесів при виникненні та розвитку вказаних дефектів проводились експерименти на нафтових родовищах Надвірнянського, Долинського та Бориславського НГВУ ВАТ "Укрнафта". Об'єктом досліджень були, в основному, найбільш поширені на промислах Західної України відцентрові секційні насосні агрегати типу ЦНС-180-1900 потужністю від 1230 до 1600 кВт з приводом від синхронного електродвигуна типу СТД з частотою обертання 3000 об/хв.

В ході виконання експериментальних досліджень згідно [6] проводився контроль та запис

вібрації агрегату у визначених за методикою [7] контрольних точках на корпусах підшипникових вузлів відцентрового насоса, електродвигуна та зубчатої з'єднувальної муфти 3 (рис.1).

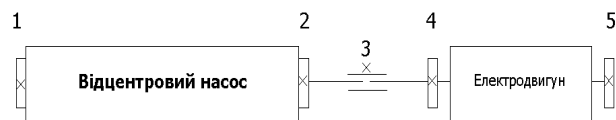


Рис.1. Місця встановлення вібродавачів при проведенні контролю вібростану ВНА

У зв'язку з відсутністю штатних вібродавачів та технологічною складністю встановлення стаціонарної системи контролю запис вібросигналів проводився періодично через кожні 500-800 годин роботи насоса. При цьому застосовувалася розроблена портативна інформаційно-вимірювальна система [8]. Сигнал з вібродавача (трьохкомпонентного акселерометра типу АР-21) оцифровувався з частотою 44100 Гц. Далі за допомогою цифрового фільтра із сигналу видалялись складові вище 3 кГц, оскільки аналіз на вищих частотах вимагав встановлення вібродавача на різьбовій шпильці [4], що було технічно складним завданням, тому здійснювалося кріплення давача за допомогою магніту. Для побудови частотного спектру застосовувалося дискретне перетворення Фур'є розміром 131072 (2^{17}) точок, при цьому крок по частоті між сусідніми лініями спектру складав 0,336 Гц. Для згладження використовувалося вікно Ханнінга. Як було показано в [9], для підвищення точності постановки діагнозу розглядалися пікові спектри (спектр із максимальних значень амплітуд кожної частотної складової протягом всього часу поточного запису).

На протязі двох останніх років було набрано базу даних з понад 150 реалізацій частотних спектрів ВНА в нормальному режимі роботи та при виникненні дефектів. Для подальшого аналізу було відібрано спектри з найбільш характерними проявами окремих дефектів, які з часом призвели до поступового погіршення технічного стану ВНА та виникнення відмов.

На рис. 2-5 наведені частотні спектри на другому підшипнику (з боку муфти) ВНА типу ЦНС-180-1900, в якому спостерігався дефект робочих коліс, що з часом поступово розвивався. Уже на початковій стадії розвитку дефекту (рис. 2) чітко виділяються перша, друга і третя лопаточні гармоніки на частотах 350, 700 та 1050 Гц з амплітудами 2,33 мм/с, 0,63 мм/с та 0,75 мм/с відповідно. В діапазоні частот від 800 Гц до 1 кГц спостерігається незначне загальне підняття рівня шуму та дві яскраво виражені складові з частотами 850 Гц та 900 Гц, виникнення яких може бути

пояснене виниклими в рідині, що перекачується, динамічними процесами внаслідок руйнування поверхні диска та лопаток робочого колеса і наявністю гідродинамічного тертя та завихрень. Після напрацювання насосом 50 діб було проведено повторні вимірювання вібрації та зафіксовано (рис. 3) незначне зростання рівня вібрації першої лопаточної гармоніки до рівня 2,45 мм/с (на 5% відносно попереднього значення). Натомість рівень другої лопаточної гармоніки зріс до 2,8 мм/с (більш як в три рази) і біля неї виникли симетричні бічні гармоніки на частотах 650 Гц та 750 Гц з дещо нижчою амплітудою. Проте загальний рівень вібрації виріс незначно оскільки зменшився рівень гармонік на частотах 850 та 900 Гц.

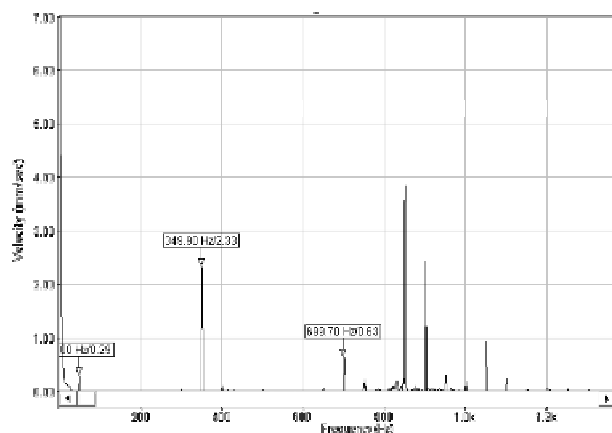


Рис. 2. Початкова ступінь розвитку дефекту робочого колеса (точка №2, перший підшипник)

На рис. 4 наведено частотний спектр ВНА після напрацювання ним 120 діб. Із спектру видно, що амплітуда першої лопаточної гармоніки зростає відносно початкового значення майже у два рази, до рівня 5,65 мм/с. Рівень другої лопаточної гармоніки виріс до 6,2 мм/с з одночасною появою біля неї ряду

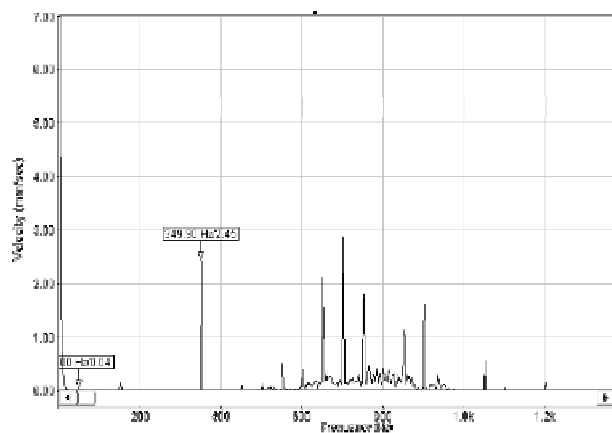


Рис. 3. Середній ступінь розвитку дефекту робочого колеса

рівних по потужності гармонік в діапазоні від 650 до 950 Гц. До значення 4,1 мм/с (в чотири рази) виріс рівень третьої лопаточної гармоніки. Подальша робота насоса відбувалася з підвищеним рівнем шуму та вібрації поки не було прийнято рішення зупинити його після напрацювання ним 135 діб для проведення ремонту. Перед зупинкою було проведено ще один контроль вібростану (рис. 5). При незначному зростанні рівня основних гармонік відбулося суттєве зростання загального рівня вібрації, особливо в діапазоні 800-1000 Гц. Після розбирання насосу та його обстеження було виявлено дефекти порушення форми робочих коліс перших двох секцій насоса, які були зумовлені корозією та механічним їх зносом. Таким чином прогнозований дефект повністю підтвердився.

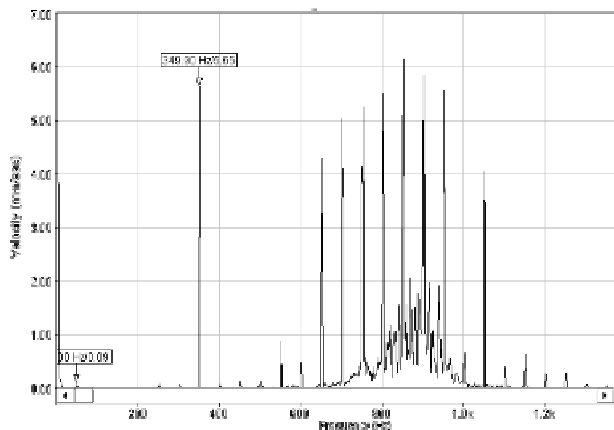


Рис. 4. Значний ступінь розвитку дефекту робочого колеса

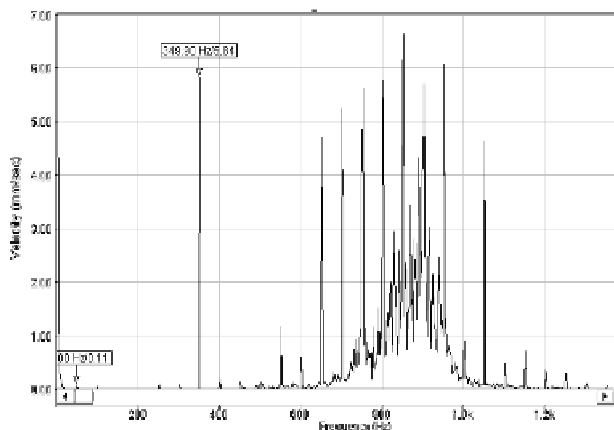


Рис. 5. Сильний ступінь розвитку дефекту робочого колеса

На рис. 6 наведено частотний спектр ВНА, при контролі стану якого було виявлено дефекти торкання робочими колесами направляючих.

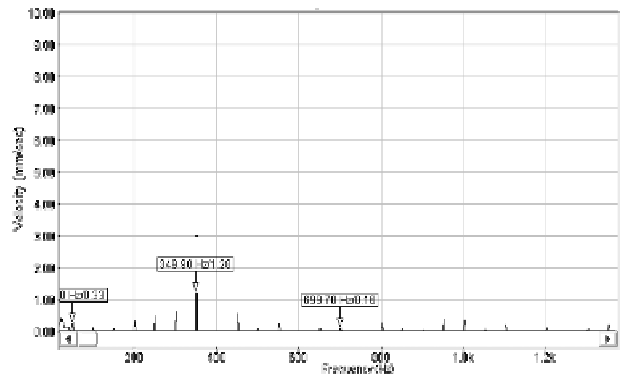


Рис. 6. Частотний спектр першого підшипника ВНА при торканні колесом направляючої

Загальний рівень вібрації був нижче допустимої норми, рівень 1-ої гармоніки на частоті 50 Гц становив 0,33 мм/с, рівень першої та другої лопаточних гармонік становив 1,28 мм/с та 0,16 мм/с. По обидві сторони спектру відносно першої лопаточної гармоніки спостерігались кратні гармоніки з кроком 50 Гц з незначною амплітудою.

На рис.7 та рис.8 показано стан ВНА після напрацювання ним 55 та 80 діб відповідно. На початковому ступені розвитку дефекту (рис.7) рівень першої лопаточної гармоніки зріс до 2,05 мм/с. (в 1,5 рази), другої – до 0,82 мм/с (в 5 разів). У спектрі появилася третя лопаточна гармоніка – її рівень становив 2,17 мм/с. Загальний рівень вібрації зріс приблизно на 1 мм/с.

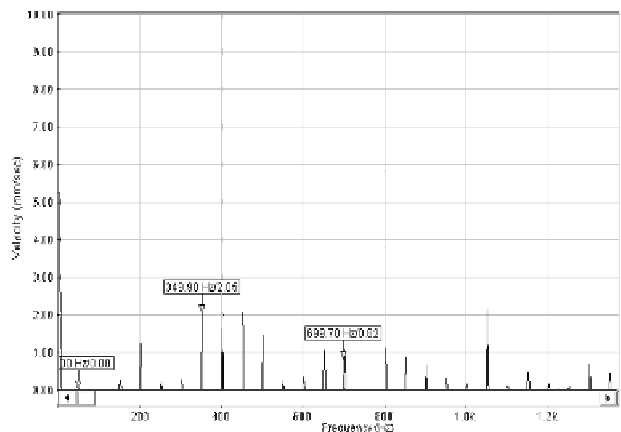


Рис. 7. Частотний спектр першого підшипника ВНА при дефекті торкання колесом направляючої

З рис. 8 (після 80 діб напрацювання) видно, що поряд із значним зростанням загального рівня вібрації зумовленого зростанням амплітуди 1-ої, 2-ої та 3-ої лопаточних гармонік до значення 3,34 мм/с, 4,35 мм/с та 5,72 мм/с відповідно у спектрі також виник ряд цілих гармонік ($22f_0 - 27f_0$) з яких найвищу амплітуду мають 23-я (1150 Гц, 4,7 мм/с) та 26-а (1300 Гц, 4,3 мм/с) гармоніки. На цьому етапі агрегат було зупинено та виведено в резерв. Крім

прогнозованого дефекту (викривлення та відламування частин направляючого апарату) в ньому було виявлено також незначні дефекти поверхні валу.

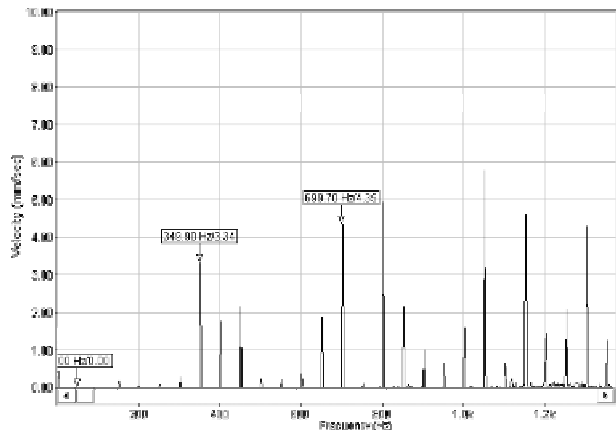


Рис. 8. Частотний спектр першого підшипника ВНА при дефекті торкання колесом направляючої

Ще одним дефектом, що часто спостерігається, є розцентровка валів, яка як правило виникає в результаті зсуву осей валів насоса та електродвигуна один відносно одного в результаті їх зміщення відносно початкового положення. Розцентровка буває двох типів: паралельна та торцева. У досліджуваних ВНА типу ЦНС-180 спостерігалась тільки торцева розцентровка. Можливість виникнення паралельної розцентровки усунуто за допомогою спеціальної конструкції з'єднувальної зубчатої муфти, натомість існує велика можливість виходу з ладу останньої при виникненні торцевої розцентровки.

Аналізуючи результати частотних досліджень ВНА можна стверджувати, що розвиток дефектів в них викликає зміну відповідних гармонічних складових у частотному спектрі. Зокрема видно, що дефекти робочих коліс спричиняють ріст амплітуди перших трьох лопаточних гармонік. При їх значеннях вище 4,5-5,0 мм/с дефекти переходять у вищу ступінь розвитку.

Другий вид дефектів – торкання робочими колесами направляючих також викликає значну зміну амплітуд перших трьох лопаточних гармонік вище 3,5-5,5 мм/с, проте на відміну від дефекту робочих коліс, наявність якого викликає приблизно однакову зміну їхнього рівня, при торканні рівень третьої лопаточної гармоніки зростає швидше в порівнянні із рівнем 1-ої лопаточної гармоніки.

Аналізуючи розвиток дефекту розцентровки можна зробити висновок, що при встановленні діагнозу розцентровки слід брати до уваги значення 2-ої, 3-ої та 4-тої гармонік основної оборотної частоти. При одночасному перевищенні ними рівня у 6 мм/с варто проводити зупинку агрегату для

обстеження. Такий поширений дефект, як дисбаланс ВНА проявляється практично тільки на основній частоті обертання ротора. При цьому незначно мірою зростає також друга гармоніка основної частоти та перша лопаточна гармоніка на 1-му підшипнику. Ці ознаки, а також відмінність у зростанні рівня вібрації у двох точках дають можливість стверджувати, що дисбаланс існує в поєднанні з незначною лопаточною вібрацією і локалізований ближче до 1 підшипника насоса, що згодом підтвердилося при ремонті.

Отже, провівши дослідження впливу дефектів на зміну частотного спектру вібраційних процесів у ВНА, можна зробити висновок, що найбільш інформативними є 1,2,3 та 4 цілі гармоніки частоти обертання ротора f_0 , а також 1,2,3 лопаточні гармоніки ($7f_0$, $14f_0$, та $21f_0$ відповідно), які можуть бути покладені в основу методики вибору раціональної діагностичної ознаки стану ВНА.

1. Заміховський Л.М., Калявін В.П. *Основи теорії надійності і технічної діагностики систем: Навч. посібник.* – Івано-Франківськ: Полум'я, 2004. – 360 с.
2. Попков В.И., Мышинский Э.Л., Попков О.И. *Виброакустическая диагностика в судостроении.* – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.
3. Чачин Э.И. *Методы технической диагностики центробежных насосов систем поддержания пластового давления.* – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. - (Обзорная информ. Сер. машины и нефтяное оборудование).
4. *Методика проведения технического диагностирования центробежных насосных агрегатов системы поддержания пластового давления* – РД-39-0148222-231-87Р – ЗапСибНИИДнефть, 1987.
5. Елин А.В., Цема А.Д., Павловская В.В. *О необходимости разработки стандарта по нормированию вибрации центробежных насосов.* <http://www.vibration.ru>.
6. Заміховський Л.М., Паньків Ю.В. *Методика діагностичного обстеження вібраційного стану відцентрових насосних агрегатів системи підтримання пластового тиску.* // Наукові вісті ІМЕ. – 2004, №6. - С. 216-221.
7. Заміховський Л.М., Іванишин В.П., Паньків Ю.В. *Вдосконалення стратегії розміщення вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібростану* // МНТЖ “Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах”. – Хмельницький. – 2004, №2. - С.118-123.
8. Y.Pankiv. *Development of automatized monitoring and diagnostic system of centrifugal pumps for the stratum pressure support* // - Зб. матеріалів конф. CADSM-2005. - С.362-364.
9. Паньків Ю.В. *Прогнозування залишкового ресурсу відцентрового насосного агрегату ЦНС-180-1900 за його вібраційними показниками*// Наукові вісті ІМЕ. – 2006, №10. - С. 83-89.

