

$$\varphi = N - \frac{360 \cdot \omega_x}{2\pi} \cdot \Delta t = N - 360 \cdot f_x \cdot \Delta t. \quad (7)$$

Завжди початок відліку можна привести до нуля і тому $\Delta t_n = 0$, а Δt_s може приймати значення в діапазоні $0 < \Delta t_s < T_0$ з середнім відхиленням

$$\Delta_c(\Delta t) = \Delta_c(\Delta t_s) - \Delta t_n = 0,5T_0 - \Delta t_n. \quad (8)$$

Дана схема реалізує фазовий зсув на протязі одного періоду коливань досліджуваних сигналів. Усереднення багатократних вимірювань не приведе до зменшення складових похибки вимірювань із-за дискретності відліку.

Даний метод дає можливість визначити фазовий зсув ультразвукових коливань сигналів і таким

чином визначити акустичний імпеданс через густину речовини об'єкта контролю з високою точністю.

1. Нейко Є.М., Головач І.Ю., Митник З.М. Клінічні, інструментальні і лабораторні методи діагностики остеопорозу. Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: в-во ІФДМА, 2001. – 54 с. 2. Поворознюк В.В., Подрушняк Е.П., Орлова Е.В. Остеопороз на Україні.- К., 1995.- 48 с. 3. Поворознюк В.В. // Ортопедія, травматологія та протезування. – 2001, №1.- С.112-118. 4. Поворознюк В.В. Ультразвукова денситометрія в оцінці структурно-функціонального стану костної тканини // Проблеми остеології.- 1999.- Т.2, № 3.- С. 35-45.

УДК 622.691:621.515

КОНТРОЛЬ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

© Заміховський Л.М., 2005

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

© Іванишин В.П., 2005

Долинське лінійне виробниче управління магістральних газопроводів

На основі розробленої стратегії оптимального розташування вібродавачів на корпусі газоперекачувальних агрегатів та використання wavelet-перетворення для обробки вібраційних сигналів показана можливість підвищення точності контролю вібраційного стану ГПА

Досвід експлуатації газоперекачувальних агрегатів (ГПА) показує, що розвиток більшості дефектів в них призводить до підвищення вібрації, що, в свою чергу, викликає швидке зношування вузлів і механізмів та є причиною передчасного виходу агрегатів з ладу. Рівень вібрації агрегату залежить від того, наскільки якісно він спроектований і зібраний. В умовах експлуатації встановлено, що між характеристиками вібрації машин і їх технічним станом існує прямий зв'язок [1]. Тому при визначенні ступеня небезпеки вібрації для ГПА в процесі його експлуатації необхідно знати граничні інтенсивності вібрації, тобто норми вібрації, при яких ще можна його експлуатувати на протязі тривалого періоду часу, або експлуатацію можна продовжити, але з обережністю і під постійним контролем, або ж подальша експлуатація може призвести до аварії, тому експлуатацію агрегата необхідно зупинити.

При нормуванні вібрації використовуються різноманітні підходи. Як правило, нормування вібрації базується на статистичному матеріалі та досвіді експлуатації установок даного класу. При відсутності статистичних даних можна задатися граничним збі-

льшенням вібрації на бдБ. Ця величина в зарубіжних стандартах [2,3] характеризує відмінність між сусідніми класами технічного стану механізму. При подвійній рівня вібрації рекомендується проводити ремонт механізму[4].

Задача нормування рівня вібрації ГПА полягає у виборі критерію нормування і принципу поділу станів. Вихідною інформацією для нормування стану ГПА є параметри віброакустичних процесів – вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення, або похідні від них.

Вичерпною і простою характеристикою вібраційного стану машин вибрано термін “інтенсивність вібрації”, а на базі теоретичних положень і практичного досвіду за одиницю вимірювання інтенсивності вібрації вибрано середньоквадратичну величину вібраційної швидкості (ефективна віброшвидкість V_{ef}), яка визначається за формулою [5]

$$V_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) dt}. \quad (1)$$

При нормуванні вібрації, як правило, визнача-

ються два рівня: рівень попереджувальної сигналізації, тобто порогове значення задовільного вібраційного стану агрегата, і рівень аварійної зупинки – максимальне допустиме значення вібрації, вище якого експлуатація агрегата заборонена. Нормується лише загальний рівень вібрації. Контроль вібрації агрегатів проводиться у штатних точках вимірювання.

Згідно регламенту вимірювань, необхідних для діагностування ГПА, його технологічних об'язок і станційного обладнання компресорної станції [6] контрольні вимірювання 1-го рівня діагностування передбачають вимірювання загального рівня вібрації в п'яти штатних точках щодобово з метою контролю технічного стану силових елементів та в 34 штатних точках щоквартально з метою контролю загального вібростану ГПА. При цьому вибір штатних точок на корпусі ГПА та їх кількість не обґрунтовується. Стосовно трубопровідної об'язки, то регламентом [6] рекомендується вимірювати рівень вібрації в точках, які розташовані рівномірно по довжині (в середньому через 1м), знову ж таки не обґрунтовуючи напрями вимірювання вібрації, в тому числі при встановленні вібродавачів на опорах, на фундаментах опор тощо.

В той же час, як показує практика, підвищення рівня вібрації в штатних точках, які контролюються щоквартально, а не щодобово, призводить до розвитку дефектів елементів ГПА і подальших її відмов. Останнє вимагає проведення оперативного контролю вібраційного стану ГПА з трубопровідною об'язкою в цілому.

Для вирішення вказаної задачі на основі результатів експериментальних досліджень вібростану ГПА у відповідності до технологічної карти точок вимірювання вібрації ГПА ГТК-10-5 було проведено кореляційний аналіз джерел вібрації ГПА з трубопровідною об'язкою[7]. Задача полягала у виборі тих точок, які несуть найбільш повну інформацію про стан ГПА та відсіюванні точок, що корелюють з ними.

Розроблена методика оптимального розташування вібродавачів на корпусі ГПА і трубопроводах об'язки полягала у побудові кореляційної матриці та визначені за даним пороговим рівнем між двома окремими точками і їх відсотковим співвідношен-

ням точок, рівень кореляції для яких перевищує порогове значення ($R_k=0,7$). Так, відповідно, з розробленою методикою, для вертикальної складової вібрації з 34 точок було відібрано 19 точок, тобто 44,1% інформації була надлишковою, на збір і обробку якої витрачалася значна кількість машинного часу та ресурсів[7].

Запропонована стратегія розташування вібродавачів дозволила розробити стаціонарну систему контролю вібростану ГПА з трубопровідною об'язкою [8], використовуючи яку можна також вдосконалити процес обробки інформації про вібростан агрегату шляхом фільтрації вібраційних сигналів від випадкових шумів і їх розклад на низько- та високочастотну складові на основі wavelet-перетворення, зокрема алгоритму Mallat algorithm – швидкого перетворення. Останній дає змогу в реальному часі проводити аналіз сигналу, його розділення на складові та відтворення за коефіцієнтами. Алгоритм реалізується в програмному пакеті Matlab.

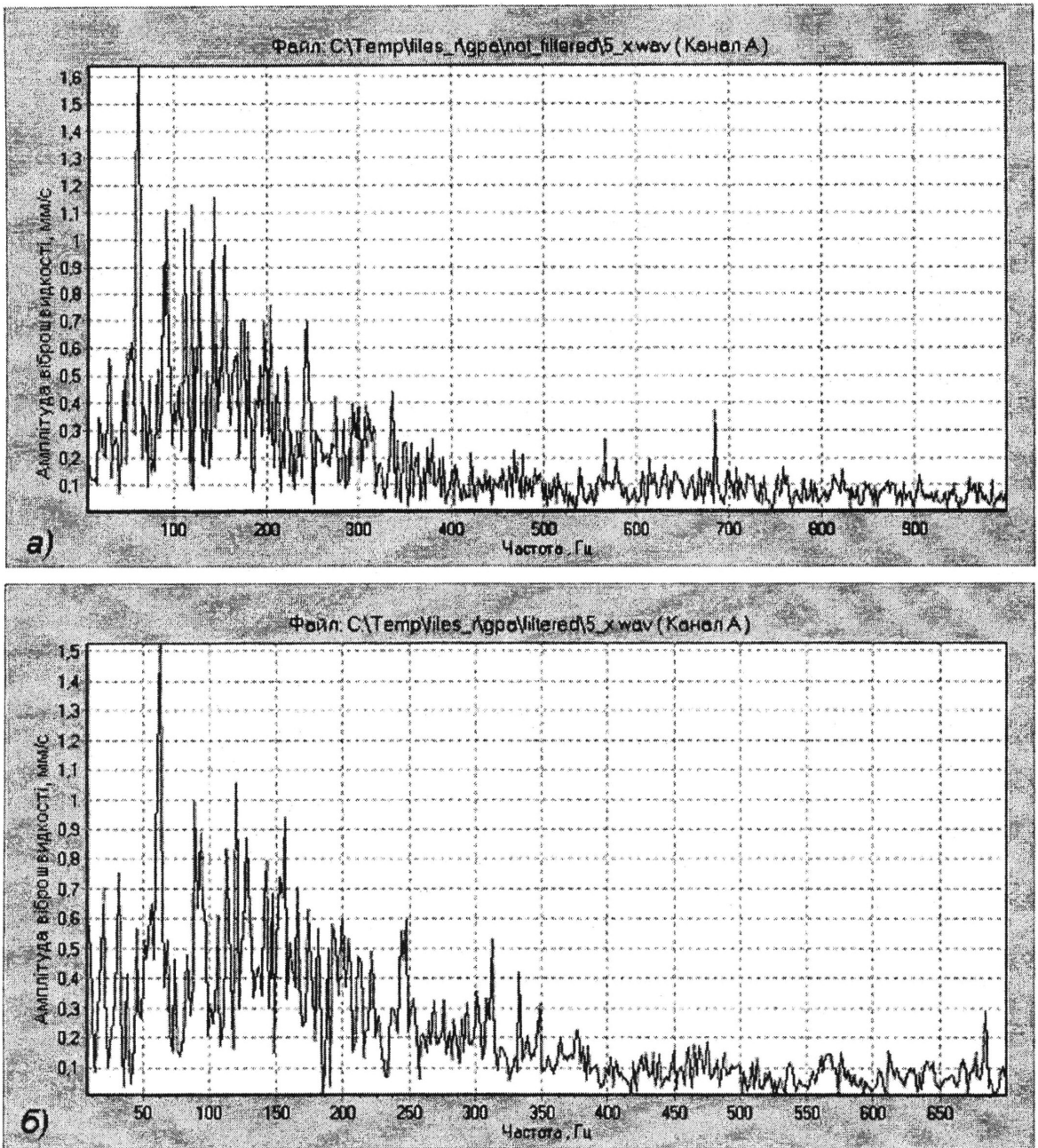
Спектрограми вібраційних сигналів, отриманих з 5-ої точки контролю вібростану ГПА з використанням процедури фільтрації у діапазоні 0 – 700 Гц і без фільтрації у діапазоні 0 – 1000 Гц наведено на рис.1. Частотну смугу 0 – 700 Гц вибрано у першому наближенні за результатами досліджень. В подальшому, по мірі збору статистичних даних, частотний діапазон по кожній з контрольних точок ГПА може буде уточненим.

Як видно із наведених спектрограм, використання wavelet-перетворення для фільтрації вібраційних сигналів з контрольних точок ГПА в діапазоні 0 – 700 Гц дозволяє відфільтрувати високочастотні складові сигналу і, тим самим, покращити візуальне сприйняття спектрограми при аналізі розподілу її гармонійних і субгармонійних складових.

В табл. 1-3 наведені значення віброшвидкості V_{ef3} для роторної частоти 60,0Гц агрегата ГТК-10-4, де V_{ef1} – амплітуда віброшвидкості для смуги частот $f_1 = 10 \div 1000 \text{ Гц}$ без фільтрації сигналів, V_{ef2} – амплітуда віброшвидкості для смуги частот $f_1 = 10 \div 700 \text{ Гц}$ з фільтрацією сигналів.

Таблиця 1 – Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (вертикальна складова)

№ точки	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
Віброшвидкість												
V_{ef1} , мм/с	0,405	0,281	0,228	0,406	0,354	0,277	0,385	0,378	0,429	0,277	0,285	0,377
V_{ef2} , мм/с	0,467	0,327	0,333	0,468	0,409	0,321	0,442	0,436	0,496	0,319	0,330	0,435
V_{ef3} , мм/с	1,229	0,860	0,822	1,315	1,032	0,820	1,180	1,090	1,198	0,851	0,780	1,173



а) – у смузі 0–1000Гц без фільтрації; б) – у смузі 0–700Гц з фільтрацією сигналів

Рис. 1. Спектрограми вібраційних сигналів п'ятої точки контролю

Таблиця 2 – Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (горизонтальна складова)

№ точки	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
Віброшвидкість												
V_{ef1} , мм/с	0,421	0,406	0,307	0,308	0,305	0,432	0,297	0,305	0,319	0,437	0,332	0,303
V_{ef2} , мм/с	0,484	0,464	0,354	0,355	0,354	0,491	0,341	0,351	0,367	0,497	0,382	0,349
V_{ef3} , мм/с	1,148	1,192	0,886	0,818	0,780	1,227	0,861	0,898	0,930	1,149	0,887	0,854

Таблиця 3 – Значення ефективної віброшвидкості в контрольних точках ГПА для різних частотних смуг (поздовжня складова)

№ точки	1	2	5	10	11	15	16	18	19	21	24	27
Віброшвидкість												
V_{ef1} , мм/с	0,277	0,281	0,409	0,305	0,281	0,404	0,303	0,292	0,305	0,300	0,228	0,362
V_{ef2} , мм/с	0,319	0,322	0,468	0,352	0,326	0,462	0,348	0,338	0,351	0,345	0,330	0,417
V_{ef3} , мм/с	0,748	0,794	1,235	0,991	0,793	1,237	0,969	0,749	0,780	0,870	0,808	0,995

Як видно з табл. 1-3 збільшення значення V_{ef} при зменшенні частоти смуги для різних напрямків вимірювання вібрації знаходиться в діапазоні 14–16 %. Це призведе до того, що стан ГПА реально можна класифікувати як "хороший", в той час як за прийнятою методикою він буде вважатися "відмінним". Більш небезпечним може бути випадок класифікації стану як "задовільний", хоча реально його можна віднести до такого, що "вимагає прийняття заходів", чи "незадовільний".

Таким чином, вибір найбільш інформативних точок контролю на корпусі ГПА і частотних смуг вібраційних сигналів в цих точках, які можна отримати на основі аналізу значної кількості статистичних даних щодо вібраційної швидкості, дозволить суттєво підвищити точність контролю вібростану ГПА.

1. Sankar T.S. and Xistris G.D. Failure prediction through the theory of stochastic excursions of extreme vibration amplitudes, ASME paper – 71 – Vibr.– 60 (1971), – С. 87-92. 2. Коллакот Р.А. Диагностирова-

ние механического оборудования. – Л.: Судостроение, 1980. – 296 с. 3. Collacot Ralph A. Vibration monitoring and Diagnosis; Techniques for cost - effective Plant maintenance. London -New-York, 1979. 4. Instruments and Control -system, 1975. - vol: 48,N2 -P. 59-62. 5. VDI. Beurteilungs masstabe fur mechanische Schwingungen von Maschinen, VDI 2056. VDI-Veriag Cmbh. Dusseldorf, Okt. 1964. 6. Регламент измерений, необходимых для технической диагностики газоперекачивающих агрегатов, технологических обвязок и общестанционного оборудования компрессорных станций. М.: / ВНИИЭгазпром, 1984.- 46с. 7. Заміховський Л.М., Іванишин В.П., Паньків Ю.В. Вдосконалення стратегії розміщення вібродавачів на корпусі ГПА при контролі його вібростану. // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2004. – №2. – С.118-123. 8. Іванишин В.П. Контроль вібраційного стану газоперекачувальних агрегатів. // Автореферат на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук – Івано-Франківськ, - 2005. – 20 с.