

ДІАГНОСТИКА ПОЗАШТАТНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Житаренко О. В., Холькін О. М.

ДВНЗ "Приазовський державний технічний університет" (м. Маріуполь)

Запропонована мікропроцесорна система діагностики позаштатних режимів роботи теплотехнічного обладнання на основі спектрального аналізу низькочастотних шумів, що дозволяє запобігати руйнуванню елементів обладнання.

Постановка проблеми. Теплотехнічне обладнання є невід'ємною частиною сучасної систем енергетики. Проте, одночасно з розвитком енергетичних технологій з'являється проблеми підвищення надійності і довговічності устаткування, передусім, руйнування в наслідок вібрацій, помпажу, кавітації, термічних навантажень тощо. Оскільки більша частина теплотехнічного обладнання працює з рідкими та газоподібними робочими тілами, які рухаються з великими швидкостями, в них утворюються макро- та мікроскопічні гідроудари, що супроводжуються виникненням характерних шумів. Завчасне діагностування по зміні характеру шумів та виявленню закономірностей дозволить попередити повільне руйнування та поламки шляхом автоматичної зміни режимів роботи. Найбільш розвинутий напрямок діагностування режимів роторних машин (вентиляторів, насосів, турбін) у яких порушення супроводжуються помітними шумовими ефектами. Так для відцентрових насосів характерні режими кавітації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Кавітація виникає у тому випадку, коли абсолютний статичний тиск в деякій точці усередині насоса падає нижче тиску насиченої пари рідини при робочій температурі, при цьому рідина починає випаровуватися. Пари рідини супроводжується виникненням пухирів, які підхоплюються потоком рідини і згортаються усередині робочого колеса досягнувши зони високого тиску. Цей процес згортання супроводжується вибухом пухирів і колосальним підвищенням тиску та він має характер гідравлічного удару [1,2].

Кавітація може викликати три різні небажані ефекти: спад в кривих тиск-витрата, тиск-коефіцієнт корисної дії, ушкодження робочого колеса внаслідок пітингової корозії і ерозії і вібрацію конструкції і генерацію шуму.



Рисунок 1 – Руйнування колеса внаслідок кавітації

Для запобігання аварійних ситуацій необхідно знати, коли виникає небезпечне явище і коли воно досягає повного розвитку, що особливо актуально для нагнітачів та турбін, працюючих у виробничих умовах. Явищу кавітації у водяних насосах присвячені численні дослідження, воно розглядається майже в усіх книгах, що описують відцентрові насоси, наприклад - [3]. Існує два напрями визначення режиму виникнення кавітації у відцентрових насосів: чисельне або аналітичне моделювання і інженерні методи.

Існує декілька широко відомих моделей, які можуть бути використані для опису явища кавітації і поведінки центрів кавітації [5,6]. Проте не існує точного алгоритму розрахунку шуму, викликаного кавітацією, за різних умов роботи відцентрового насоса. Добре відомо, що шум, викликаний кавітацією, лінійно зростає із зростанням витрати пропорційно другій степені швидкості потоку, кількості бульбашок, максимального еквівалентного об'єму бульбашок кавітації і їх концентрації в одиниці об'єму [6]. Внаслідок хаотичного зростання кількості і розмірів бульбашок, не представляється можливим передбачити точне значення рівня випромінюваного шуму. Точне значення рівня шуму кавітації може бути визначене за допомогою якого-небудь з існуючих інженерних методів.

Найбільш популярний інженерний метод полягає у визначенні висоти всмоктування при постійній швидкості обертання і подання. Згідно із стандартами ISO 3555 [7], величина висоти всмоктування визначається по 3-% спаду характеристики всмоктування насоса. Застосування методу вимагає наявність спеціального випробувального стенду, передбаченого стандартом, і виконання серії вимірів.

Іншим інженерним методом є візуалізація потоку робочого колеса насоса. Використовуючи модель насоса з прозорим корпусом і стробоскопічний підсвічування, дозволяє розглянути потік кавітації, можливість візуалізувати і фотографувати процес кавітації.

Цей метод підходить для окремих бульбашок з розміром не менше 4 мм, потужних насосів і турбін [5,6]. Проте він менш придатний для невеликих насосів і при роботі в режимах, далеких від точки максимальної ефективності, тобто при малих поданнях і при роботі в неодруженому режимі. Замість стробоскопічного підсвічування може бути використане комп'ютеризована відеокамера з оцифруванням зображень.

Використовують тести з ерозією фарби, яка наноситься лопаті і диски робочого колеса. Цей метод ускладнюється труднощами, пов'язаними з вибором фарби з потрібною адгезією і чутливістю [9].

Метод, заснований на вимірі статичного тиску в потоці дозволяє судити про початок утворення центрів кавітації і полягає в порівнянні вимірюваного статичного тиску і тиску пари при цій температурі або шляхом спектрального аналізу вихрової структури і сигналу тиску з використанням так званого аналізу хвиль малих амплітуд [8]. Цей метод непридатний на практиці, оскільки локальний статичний тиск може змінюватися внаслідок випадкових змін інтегральних параметрів насоса. Виміри вібрації конструкції шляхом установки датчика на вході робочого колеса поблизу лопатей або в максимальній близькості до місця згортання бульбашок аналогічний попередньому, але простіше і, на жаль, менш точний. Шум кавітації має широкий спектр і сильніше виражений у височастотній області. Тому багато дослідників вимірювали акустичний сигнал в діапазоні до 1 МГц. Багато дослідників виключали низькочастотний діапазон до 10 кГц, використовуючи фільтри низьких частот [5], тому мало даних по шуму кавітації відцентрових насосів в звуковій області частот нижче 20 кГц.

Мета статті. Метою цієї роботи є на прикладі кавітації дослідити закономірності процесу виникнення характерних шумів і розробити алгоритм їх обробки. У дослідження входять розробка методики проведення експерименту, а так само аналіз отриманих в ході експерименту результатів. Експериментальне дослідження, аналітична обробка результатів, розробка облаштування діагностики режимів кавітації.

Основні матеріали дослідження. Кавітація викликає коливання тиску і маси рідини в усьому об'ємі насоса і автоколивання потоку. В цьому випадку кавітація може викликати помпаж і ерозію робочого колеса. Різне зниження статичного тиску нижче тиску пари призводить до інтенсивної кавітації, супроводжується значним збільшенням пульсацій тиску і шуму. Шум кавітації нагадує потрескування або шиплячий звук та створюється пульсаційними хвилями бульбашок і згортанням бульбашок пари у момент входу у зону високого тиску. Оскільки згортання бульбашок відбувається випадковим чином і хаотично, вони створюють турбулентний шум в широкому спектрі частот або на деякій певній частоті, тому початок кавітації може викликати зміни в сумарному рівні шуму. Для аналізу і діагностики режимів кавітації була зібрана експериментальна установка, що складається з мікрофону, електронної схеми і персонального комп'ютера (рис. 2).

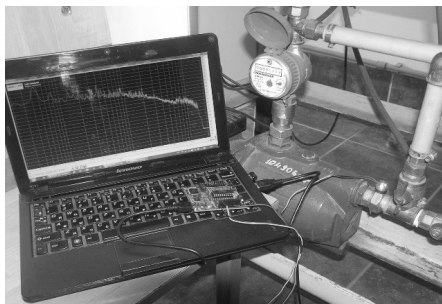


Рисунок 2 – Експериментальна установка
Електронна схема є мікропроцесорним пристроєм на основі програмованого мікроконтролера MS430.

Мікроконтролер виконує роль цифрового фільтру і аналізатора спектру звукових частот. Аналоговий сигнал з мікрофону записується в звуковий ряд за допомогою стандартної програми в системі комп'ютера. Потім звуковий сигнал піддавався спектральному аналізу за допомогою цифрового аналізатора спектру звукових частот. Для цього використовується одна з безкоштовних і доступних програм.

На рис. 3 представлені спектри шумів насосу при роботі в розрахунковому режимі у відсутності кавітації (а) та з кавітацією (б). З малюнка видно, що при виникненні кавітації виникає характерний пік у низькочастотній області.

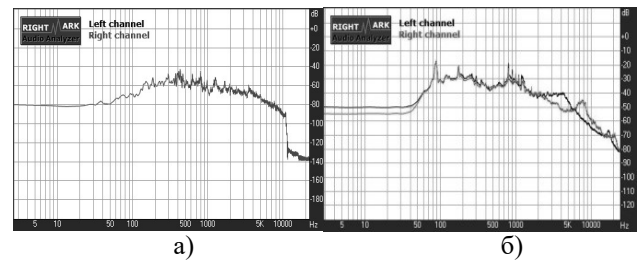


Рисунок 5 – Спектрограми шумів кавітації:
а) насос який працює нормально;
б) насос у режимі кавітації.

З набору таких шумових спектрів можна отримати статистику про початок кавітації. Порівняння спектрів шуму до початку кавітації і після її повного розвитку видно різниця в рівні шумового піку на дискретній частоті близько 147 Гц. Пік на дискретній частоті 147 Гц можна використати для контролю за процесом кавітації в насосі. Для інших пристроїв та явищ (помпаж, криза кипіння тощо) характерні частоти будуть іншими. В основі програмного забезпечення для обробки сигналів лежить дискретне перетворення Фур'є для шумового сигналу від насоса. Багато сигналів зручно аналізувати, розкладаючи їх на синусоїди (гармоніки). Тому є декілька причин. Наприклад, так само працює людське вухо. Воно розкладає звук на окремі коливання різних частот. Крім того, можна показати, що синусоїди є "власними функціями" лінійних систем (оскільки проходять через лінійні системи, не змінюючи форми, а можуть змінювати лише фазу і амплітуду). Оскільки перетворення Фур'є - це розкладання функцій на прості синусоїди, а комп'ютер здатний працювати тільки з обмеженим об'ємом даних, реально він здатний обчислювати тільки дискретний вид перетворення Фур'є. Дискретний сигнал, який має період N точок можна представити у вигляді кінцевого ряду (тобто лінійній комбінації) дискретних синусоїд:

$$x[n] = \sum_{k=0}^{N/2} C_k \cos \frac{2\pi k(n + \varphi_k)}{N} \quad (1)$$

Еквівалентний вираз (кожен косинус розкладаємо на синус і косинус, але тепер - без фази):

$$x[n] = \sum_{k=0}^{N/2} A_k \cos \frac{2\pi k(n + \varphi_k)}{N} + \sum_{k=0}^{N/2} B_k \sin \frac{2\pi k(n + \varphi_k)}{N} \quad (2)$$

Базисні синусоїди мають кратні частоти. Перший член ряду це константа, що називається *постійною складовою* сигналу. Найперша синусоїда має таку частоту, що її період співпадає з періодом самого початкового сигналу. Сама високочастотна складова має таку частоту, що її період дорівнює двом відлікам. Коефіцієнти A_k і B_k називаються *спектром* сигналу. Вони показують амплітуди синусоїд, з яких складається сигнал. Крок по частоті між двома сусідніми синусоїдами з розкладання Фур'є називається *частотним розподілом* спектра.

Для кожного сигналу можна однозначно визначити коефіцієнти A_k і B_k . Знаючи ці коефіцієнти, можна однозначно відновити початковий сигнал.

Отже, коефіцієнти A_k і B_k обчислюються як скалярні добутки (інтеграли від добутку функцій, або суми від добутку дискретних сигналів):

$$A_k = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x[t] \cos \frac{2\pi ki}{N} \quad (3)$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x[t] \sin \frac{2\pi ki}{N} \quad (4)$$

Обчислення перетворень Фур'є вимагає дуже великого числа множень (біля N^2) і обчислень синусів. Існує спосіб виконати ці перетворення значно швидше. Цей спосіб називається швидким перетворенням Фур'є (ШПФ). Він заснований на тому, що серед множників (синусів) є багато значень (в силу періодичності синуса), що повторюються [9]. Алгоритм ШПФ групує доданки з однаковими множниками, значне скорочуючи число множень. В результаті швидкодія ШПФ може в сотні разів перевершувати швидкодію стандартного алгоритму. При цьому слід підкреслити, що алгоритм ШПФ є точним. Він навіть точніше за стандартний, оскільки скорочуючи число операцій, він призводить до менших помилок округлення. Часто перетворення Фур'є застосовується для спостереження і аналізу спектру сигналу. При цьому часто найцікавішими є лише амплітуди C_k окремих гармонік, а не їх фази. В цьому випадку спектр зазвичай відображається у вигляді графіку залежності амплітуди від частоти. Перед обчисленням спектру сигналу треба вибрати відрізок сигналу, на якому обчислюватиметься спектр. Довжина відрізка має бути степенем двійки. Після цього до вибраної ділянки сигналу застосовують ШПФ. Коефіцієнти амплітуд розраховують по формулі:

$$C_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2} \quad (5)$$

Результатом роботи програми є порівняння амплітуди шумового сигналу на частоті 147 Гц з деяким еталонним значенням і генерація сигналу перевищення. Останнє призводить до спрацювання органів регулювання, автоматичного захисту або включення сигналізації.

Висновки. Шуми, що випромінюються будь-якими установками, насосною установкою зокрема, може бути використаний для діагностики режимів роботи та генерації сигналів управління або попередження про аварійний режим.

У сучасній мікропроцесорній техніці для розпізнання режимів роботи доцільно використовувати алгоритми швидкого перетворення Фур'є. Використання мікроконтролерів дозволяє ефективно накопичувати та корегувати власні алгоритми у зв'язку зі змінами умов роботи обладнання.

Список використаних джерел

1. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва : Энергоатомиздат, 1984. 416с.
2. Greitzer E. M. The stability of pumping systems - The 1980 Freeman scholar lecture II. *Journal of Fluids Engineering*. 1981. V. 103. № 6. P. 193-242.
3. Mongeau L. et al. Sound generation by rotating stall in centrifugal turbo machines. *Journal of Sound and Vibration*. 1993. V. 163. P. 1-30.
4. Japik D., Marscher D. W., Furst R. B. Centrifugal pump, design and performance. Vermont, USA : Concepts ETI, Inc, 1997. 345 p.
5. Li S. C. Cavitation of Hydraulic machinery. London : Imperial College Press, 2000. 450 p.
6. Grist E. Cavitation and the centrifugal pump: a guide for pump users. Taylor & Francis, Philadelphia, PA, 1999. 145 p.
7. ISO 3555. Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests. Class B. 1977(E).
8. Cudina M. Noise Generated in vane - axial fans due to rotating stall and surge. *Proc. Inst. Mech. Eng., C J. Mech. Eng. Sci.*, 2001. V. 215. № 1/2. P. 57-64.
9. Нуссбаумер Г. Быстрое преобразование Фурье и алгоритмы вычисления сверток. Москва : Радио и связь, 1985. 252 с.

Аннотация

ДИАГНОСТИКА ВНЕШТАТНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Житаренко О. В., Холькин А. М.

Предложено микропроцессорная система диагностики внештатных режимов работы теплотехнического оборудования на основе спектрального анализа шумов низкой частоты, что позволяет предотвратить разрушение элементов оборудования.

Abstract

DIAGNOSTICS OF SUPERNUMERARY MODES OF OPERATIONS OF HEATING ENGINEERING EQUIPMENT

O. Zhytarenko, A. Kholkin

It is offered microsystem of diagnostics of the supernumerary modes of operations of heating engineering equipment on the basis of spectrology of noises of low frequency, what destruction of elements of equipment allows to prevent.