

МЕТОД ГАРМОНІЧНОГО АНАЛІЗУ РОЗПОДІЛУ НАПОРУ НА ВИХОДІ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

© Костишин В. С., 1999

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Запропонований метод гармонічного аналізу розподілу напору на виході робочого колеса відцентрового насоса, який дає змогу виконати експрес-оцінку впливу кількості лопатей гідромашини на її напірні характеристики

Підвищення економічної ефективності функціонування насосних станцій, обладнаних відцентровими насосами (ВН) вимагає розробки математичних моделей ВН, здатних правильно відображати складні фізичні процеси, що мають місце в гідравлічних трактах машин. Одна з головних проблем моделювання реального відцентрового насоса (РВН) пов'язана із врахуванням впливу скінченної кількості лопатей K_L робочого колеса із зовнішнім діаметром D_2 на теоретичні характеристики ідеалізованого відцентрового насоса (ІВН), у якого $K_L = \infty$. Задача зводиться до розрахунку поправочного коефіцієнта μ_H , який визначає співвідношення між напорами реальної (H_T) і ідеалізованої (H_∞) машин

$$\mu_H = H_T / H_\infty = 1 / (1 + p), \quad (1)$$

де p - поправочний коефіцієнт Пфлейдерера [1]. Існує багато формул для оцінки μ_H , однак оглядові праці з цього питання вказують на їх неточність, невідповідність передумов для їх виводу і структури руху рідини в колесі та інше, хоча в окремих випадках результати є задовільними [2].

В усталеному режимі роботи ІВН напір по зовнішньому периметру робочого колеса довжиною

$$l_2 = \theta \frac{D_2}{2} \quad (\text{рис. 1}) \quad \text{залишається постійним}$$

$H_\infty = \text{const}$. Тут θ - кут повороту лопаті відносно відводу (поточне значення кута між віссю X та продовжньою радіальною віссю j -тої лопаті d , що проходить через її кінець та початок координат). Однак корисна робота, що виконується робочим колесом РВН, є результатом його силової взаємодії з потоком завдяки різниці тисків з напірної та всмоктуючої сторін лопатей. Тому розподіл напору по периметру l_2 для неідеалізованої машини має вигляд функції $H_T(l_2)$ з розривом неперервності в місцях розташування лопатей товщиною δ_L [3].

Очевидно, що завдяки вказаному нерівномірному розподілу амплітуда напору на виході колеса РВН H_T теж буде періодичною функцією

$H_T(l_2)$ довжини спірального відводу $l_2 \approx l_2$, а, отже, і кута θ з періодом $T = 2\pi / K_L$.

Введемо заміну $\theta_1 = \theta \cdot K_L$ і отримаємо функцію $H_T(\theta_1)$ з періодом $T = 2\pi$, яка задовольняє умовам Дирихле [4] і яку можна розкласти в тригонометричний ряд Фур'є

$$H_T(\theta_1) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} h_k \sin(k\theta_1 + \xi_k), \quad (2)$$

де h_0 - постійна складова амплітуди напору на виході колеса РВН, яка в свою чергу визначається таким чином:

$$h_0 = \int_0^T H_T(\theta_1) d(\theta_1), \quad (3)$$

h_k - амплітуда k -тої гармоніки ряду

$$h_k = \frac{\pi}{2} [(h'_k)^2 + (h''_k)^2], \quad (4)$$

де $h'_k = \int_0^T H_T(\theta_1) \sin(k\theta_1) d(\theta_1), \quad (5)$

$$h''_k = \int_0^T H_T(\theta_1) \cos(k\theta_1) d(\theta_1), \quad (6)$$

ξ_k - фаза k -тої гармоніки ряду

$$\xi_k = \arctg \left(\frac{h'_k}{h''_k} \right). \quad (7)$$

Однак реалізація запропонованого методу затруднена через відсутність точної інформації про значення функції $H_T(\theta_1)$.

У випадку квадратичної залежності (рис.1) напору на виході робочого колеса від кута θ_1

$$H_T(\theta_1) = H_T^{\min} + (H_T^{\max} - H_T^{\min}) \left(\frac{\theta_1}{2\pi} \right)^2, \quad (8)$$

де H_T^{\min}, H_T^{\max} - відповідно мінімальне та максимальне значення амплітуди напору на виході колеса РВН. Очевидно, що $H_T^{\max} = H_\infty$. Тоді

$$H_T^{\min} \approx H_T^{\max} \left(1 - \frac{2}{K_L} \right). \quad (9)$$

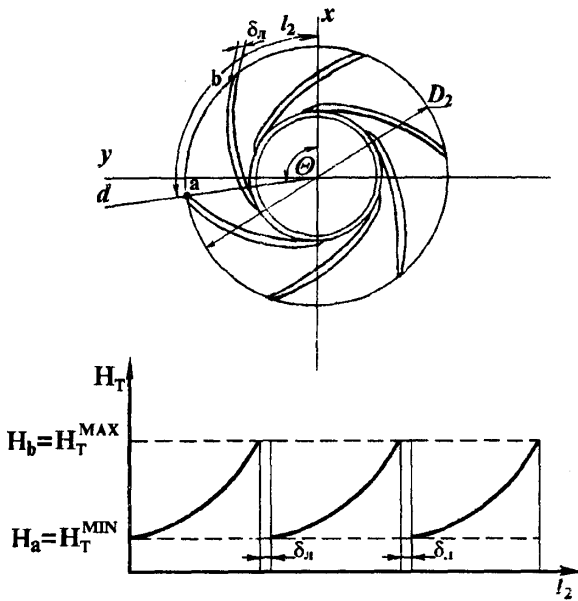


Рис. 1. Розподіл напорів у циліндричному перерізі вихідної області робочого колеса.

Розклад функції $H_T(\theta_1)$ в ряд Фур'є дає

$$H_T(\theta_1) = H_T^{min} + (H_T^{max} - H_T^{min})f(\theta_1), \quad (10)$$

де

$$f(\theta_1) = \frac{1}{3} - \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sqrt{1+(\pi m)^2}}{(\pi m)^2} \sin \left[m\theta_1 + \arctg \left(\frac{-1}{\pi m} \right) \right], \quad (11)$$

m - номер гармоніки ряду.

Середнє арифметичне та середнє геометричне (діюче) значення функції $H_T(\theta_1)$ приблизно однакові і становлять

$$H_T^{p.p.U^{TM}} \approx H_T^{p.H^{TM}} = H_{\infty} \left(1 - \frac{4}{3K_o} \right). \quad (12)$$

В цьому випадку аналітичний вираз залежності коефіцієнта зниження напору μ_H від кількості лопатей набуває такого спрощеного вигляду:

$$\mu_H \approx 1 - \frac{4}{3K_o}. \quad (13)$$

Залежності $\mu_H=f(\theta_1)$ для випадку $m=4$ при різних кількостях лопатей ($K_L=5$ та $K_L=8$), які розраховані за формулами (10) та (11) та зображені відповідно на рис. 2 та рис. 3, добре підтверджуються експериментально отриманими результатами розподілу параметрів потоку по периметру робочого колеса [5].

Таблиця 1 - Залежність коефіцієнта зниження напору μ_H від кількості лопатей K_L .

K_L	5	6	7	8	9	10
μ_H	0.73	0.78	0.81	0.83	0.85	0.87

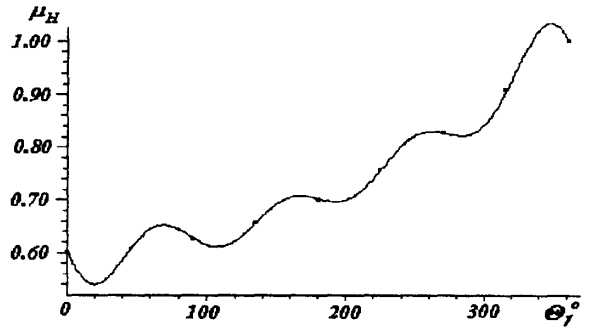


Рис. 2. Залежність $\mu_H=f(\theta_1)$ при $K_L=5$.

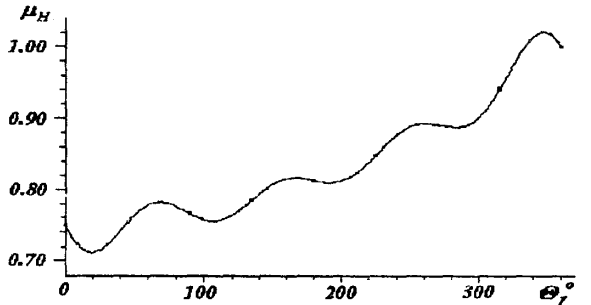


Рис. 3. Залежність $\mu_H=f(\theta_1)$ при $K_L=8$.

Основним недоліком запропонованого методу врахування скінченної кількості лопатей є, як зазначалося вище, відсутність достовірної інформації про значення функції $H_T(\theta_1)$, яка згідно з [3] повинна залежати від певних конструктивних та режимних параметрів, зокрема, від значення лопатевого кута β_2 .

Однак, незважаючи на згадані недоліки, в практичних розрахунках можна рекомендувати застосування виразу (13) для експрес-оцінки впливу кількості лопатей ВН на напірні характеристики машини, оскільки отримані результати (див. табл. 1) добре узгоджуються із значеннями μ_H , отриманими шляхом експериментального дослідження серії ВН [5, 6].

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - М.: Машгиз, 1960.
2. Колтаков Л. Г. Центробежные насосы магистральных нефтепроводов. - М.: Недра, 1985.
3. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. - М.: Машиностроение, 1966.
4. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. - М.: Высшая школа, 1975.
5. Тимшин А. И. Структура потока в относительном движении на выходе из рабочего колеса центробежного насоса // Гидравлические машины, 1972. - Вып 6. - С. 47-50.
6. Касьянов В. М. Гидромашины и компрессоры. - Недра, 1970.