

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології
у промисловому виробництві**

МАТЕРІАЛИ

**НАУКОВО - ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ,
АСПІРАНТІВ І СТУДЕНТІВ
ФАКУЛЬТЕТУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
(Суми, 18–21 квітня 2017 року)**

ЧАСТИНА 2

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Суми
Сумський державний університет
2017

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОКУ РІДИНИ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ

Рибальченко І. С., студент; Матвієнко О. А., ст. викладач

Насоси з низьким коефіцієнтом швидкохідності являють собою досить затребуване обладнання, що застосовується в різних областях промисловості: в системах водопостачання, в системах зрошення, в житлово-комунальному господарстві, на виробництві, в хімічній та нафтовій промисловості.

Такі насоси забезпечують малу продуктивність, але при цьому розвивають великий напір за рахунок збільшеного діаметру колеса на виході. Великий діаметр коліс обумовлює значні дискові втрати, а мала ширина проходів веде до великих гідравлічним втрат.

Аналіз характеристик насосів досліджуваного типу показав, що коефіцієнт корисної дії насосів такого типу не перевищує 70%. Відповідно, низькі значення ККД призводять до перевитрат електроенергії, що є неприпустимим в сучасних умовах. Проте, коефіцієнт корисної дії – не єдиний параметр оцінки ефективності роботи насосів низької швидкохідності. Не менш важливими параметрами є напір насоса та його масогабаритні показники. Тому доцільним є введення комплексного показника ефективності – технічного рівня виробу [1].

Виходячи з проведеного аналізу стає зрозумілим, що необхідно підвищувати технічний рівень насосів, зокрема їх робочих коліс.

Існує багато способів для підвищення технічного рівня РК. Найпоширенішими з яких є способи підвищення напору такі як загиловка, застосування S-подібної лопаті, варіювання кількістю лопатей, застосування розрізних лопатей, використання багатоярусних РК [2, 3].

Робочий процес в проточній частині відцентрового насоса представляє собою перетворення та перерозподіл величин кожної з форм енергії, тому в якості його моделі може бути використана модель розподілу енергії [3, 4].

Найчастіше гідравлічні втрати в проточній частині лопатевих насосів визначаються емпірично, що не дає змоги визначити частки втрат різних типів (профільних, кінцевих тощо).

Дослідження неможливе без глибокого аналізу робочого процесу в проточній частині відцентрового насоса низької швидкохідності. З цією метою було спроектовано проточну частину базового робочого колеса низької швидкохідності та проведено числовий експеримент.

Для проведення числового експерименту використовувався програмний комплекс ANSYS CFX університетської версії. В основу даного програмного продукту закладено методи чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки. А саме рівнянь руху в'язкої рідини з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість використання результатів числового експерименту. Моделлю потоку рідини прийнято

представлення чисельного розв'язання турбулентних течій рівняннями Рейнольдса. Для замикання рівнянь Рейнольдса використана стандартна $k-\epsilon$ модель турбулентності. Для замикання рівнянь Рейнольдса використана модель турбулентності $k-\epsilon$. Розрахунок виконувався в стаціонарній постановці. Робоче середовище приймалося нестисливим, режим течії турбулентний.

В результаті проведення числового експерименту було отримано структуру потоку в раніше спроектованому робочому колесі низької швидкохідності. Було з'ясовано, що на течію в міжлопатевому каналі має значний вплив граничний шар на стінках каналів.

На оптимальному режимі роботи має місце низькоенергетична зона біля тильної сторони лопатки. В цій зоні при незначних витратах зосереджена значна доля втрат в міжлопатевому каналі. З огляду на це, логічним є використання в насосах такого типу каналних робочих коліс, які б формою лопаток виключали можливість виникнення таких зон.

Зважаючи на вищесказане, нами було спроектовано каналне робоче колесо та проведено моделювання потоку рідини в його каналах. В результаті числового експерименту було отримано та проаналізовано його напірні та енергетичні характеристики: відчутно змінилася форма кривої ККД, проте на розрахунковому режимі значення ККД вище за базове. За результатами числового експерименту було розраховано технічний рівень каналного робочого колеса.

Таким чином, було встановлено, що не зважаючи на досить високий приріст ККД, який становив 5%, напір каналного колеса знизився на 2,5 м, що в цілому призвело до незначного біля 1% (у порівнянні з базовим РК) підвищення технічного рівня робочого колеса. Це дає підґрунтя до подальшого пошуку методів підвищення технічного рівня відцентрових робочих коліс низької швидкохідності.

Список літератури

1. Министерство химического и нефтяного машиностроения. Руководящий документ: РД 26-06-57-86. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования. – Москва, 1986. – 52 с.
2. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры. 4-е перераб. изд. Пер. инж. А.М. Ладогина/ Под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. М.: Машгиз, 1960г. – 684 с.
3. Шкрабуль С.Н. Экспериментальное исследование потока в рабочем колесе центробежного компрессора с различными профилями лопаток. // Труды ЛПИ. – 1962. – № 221. – С. 147 - 158.
4. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – 1974. – P. 269 – 289.