

9. Besagni, G. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches / Besagni G., Inzoli F. //Applied Thermal Engineering. – 2017. – V. 117. – P. 122-144.
10. Han, X. On sensitivity of RANS simulations to uncertain turbulent inflow conditions /Han X., Sagaut P., Lucor D. //Computers & Fluids. – 2012. – V. 61. – P. 2-5.
11. Сѐмин, Д.А. Экспериментальные исследования рабочих характеристик вихрекамерных нагнетателей с двухсторонним всасыванием / Д.А. Сѐмин, А.Н. Левашов, Я.Н. Левашов, А.С. Роговой // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16, т.2. – С. 65-74.
12. Francis, J. Numerical simulation of observed flow phenomena in the supply and control ports and associated feed channels of a mini-vortex amplifier / Francis J., Parker D. //Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. – 2016. – V. 230. – №. 5. – P. 756-781.

УДК 625.17

Найда М.В. аспірант

Сумський державний університет, м.Суми, Україна.

АНАЛІЗ РОЗРАХУНКОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ, ЩО ВРАХОВУЮТЬ ВПЛИВ КІНЦЕВОГО ЧИСЛА ЛОПАТЕЙ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НА ЙОГО ТЕОРЕТИЧНИЙ НАПІР

***Анотація.** Актуальною задачею залишається вибір оптимальної залежності, яка б поєднувала в собі достатню кількість параметрів для визначення потрібної величини.*

Тому мета полягає в проведенні аналізу літературних джерел, які присвячені визначенню впливу кінцевого числа лопатей на напір насоса.

Представлений опис впливу кількості лопатей на напір насоса, а також рекомендації щодо вибору кількості лопатей та коефіцієнта, що враховує вплив кількості лопатей. Проведений аналіз літературних джерел присвячених визначенню впливу кінцевого числа лопатей відцентрових насосів на теоретичний напір. Встановлено, що для більшості авторів вихідними формулами для врахування кінцевого числа лопатей являються схожими або однаковими. Перевірочний розрахунок за наведеними в літературі формулами показує в більшості випадків однакові результати або близькі отримані кількості лопатей за формулами різних авторів.

***Ключові слова:** лопать, робоче колесо, напір, канал робочого колеса, кінцеве число лопатей, реальна рідина, параметр.*

Робоче колесо являється основним елементом насоса і в значній мірі визначає подальшу його конструкцію. Отже теорія лопатевого робочого колеса займає провідне місце в теорії насосів.

При розрахунку проточної частини колеса з густо розташованими лопатями (так, що між ними утворюються канали достатньої довжини в порівнянні з розмірами поперечного перерізу) базується на елементарній струйній теорії. Для розрахунку колеса з рідко розташованими лопатями, коли можна в першому наближенні знехтувати їх взаємним впливом, допустиме використання теорії та експерименту обтікання одиночного профіля.

Під час проектування насосу, а особливо при розрахунку робочого колеса, визначається кількість лопатей робочого колеса, а також вплив кінцевого числа лопатей на напір насоса.

Вибір числа лопатей необхідно проводити так, щоб забезпечити максимальний ККД робочого колеса. Якщо число лопатей вибрано занадто малим, то з'являються вихорові області (зони відриву потоку) в між лопатевих каналах, що є додатковим джерелом втрат. Занадто велика кількість лопатей також викликає збільшення втрат внаслідок збільшення поверхні тертя.

В даний час існує достатньо аналітичних залежностей впливу числа лопатей на величину напору. Кожен автор надає власні рекомендації для визначення числа лопатей та поправки на вплив кінцевого числа лопатей: Карл Пфлейдерер[1], Ломакін О.О[2], Овсянников Б.В. та Боровський Б.І.[3], Будов В.М.[4], Касьянов[5], Майзель-Стодола[6].

Теоретичний напір лопатевого колеса експериментально найпростіше визначити з енергетичного балансу насоса. Істотна різниця форм руху потоку реальної рідини в робочому колесі від потоку ідеальної рідини виключає можливість врахування впливу кінцевого числа лопатей на напір насоса тільки розрахунково-теоретичним шляхом. Дані, що отримані в результаті розрахунку потоку ідеальної рідини, потребують досвідченого корегування. Отже врахування впливу кінцевого числа лопатей на напір насоса на основі наближеного теоретичного аналізу є технічно обґрунтованим.

Схема безкінечної кількості числа тонких лопатей утворює елементарне уявлення про кінематику потоку в області колеса і дозволяє визначити напір робочого колеса, якщо відомі його геометричні параметри та форма каналів.

Експериментальна перевірка теорії нескінченного числа лопатей показує, що H_T менше H_∞ . Причиною цього є нерівномірний розподіл швидкостей по колу в каналі між лопатями колеса, пов'язане з роботою лопаті і знаходиться в протиріччі з відправною гіпотезною теорією нескінченного числа лопатей.

Невідповідність кінематики дійсного потоку в області колеса осесиметричному потоку згідно схеми безкінечної кількості лопатей в значній мірі може бути теоретично обґрунтованим на основі аналізу потоку ідеальної рідини в колесі з кінцевим числом лопатей.

Але явище, яке пов'язане з в'язкістю реальної рідини, призводить до додаткових порушень кінематики потоку в колесі і, як наслідок, до зменшення моменту взаємодії робочого колеса з потоком рідини.

В дійсності рух реальної рідини в каналах робочого колеса значно відрізняється від ідеалізованої схеми, прийнятої при виводі головного рівняння відцентрового насоса. Тому і дійсний напір насоса відрізняється від величини, визначеної по формулі Ейлера. Ця відміна викликана двома причинами:

- 1) впливом кінцевої кількості лопатей в робочому колесі;
- 2) впливом рідинного тертя (при цьому частина напору втрачається на подолання опорів).

Насправді розподіл відносних швидкостей в каналах робочого колеса кінцевих розмірів не може бути осесиметричним через наявність силової дії лопаті на рідину. При цьому тиск на випуклій (передній) стороні лопаті (при лопатях загнутих назад) повинен бути більший ніж тиск на тильну сторону, а відносні швидкості руху рідини на передній стороні лопаті будуть менші ніж на задній.

При русі реальної (природної) рідини через робоче колесо неодмінно будуть виникати гідравлічні втрати напору, які складаються із втрат по довжині, втрат напору на подолання місцевих опорів.

Вибір числа лопатей необхідно проводити так, щоб забезпечити максимальний ККД робочого колеса. Якщо число лопатей вибрано занадто малим, то з'являються вихорові області (зони відриву потоку) в між лопатевих каналах, що є додатковим джерелом втрат. Занадто велика кількість лопатей також викликає збільшення втрат внаслідок збільшення поверхні тертя.

Мала кількість лопаток пов'язана з невеликою площею тертя й спрощує виробництво лопаток, але в той же час підвищується тиск на лопатку і тим самим різниця швидкостей на обох сторонах лопатки, що обумовлює також подвійне перетворення швидкості, неминуче пов'язане з тиском на лопатки. Внаслідок цього збільшуються зони відриву і втрати на відрив. До цього слід додати, що зростаючий тиск на лопатки зменшує також всмоктувальну здатність насоса, тобто посилюється небезпека кавітації.

Список використаних джерел

1. Пфлейдерер, К. *Лопаточные машины для жидкостей и газов.* – М.: Машгиз, 1960. – 683 с.

2. Еникеев, Г.Г. Проектирование лопастных насосов: Учебное пособие/ Г.Г.Еникеев; Уфимск. Гос.авиацион. техн. ун-т.- Уфа: УГАТУ, 2005. – 97с.
3. Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей/ Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский.- М.: Машиностроение, 1986.- 375 с.
4. Будов, В.М. Насосы АЭС: Учеб. Пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.
5. Касьянов, В.М. Гидромашини и компрессоры: Конспект лекцій/ В.М.Касьянов, С.В.Кривенков, А.И.Ходырев, А.Г.Чернобыльский. - РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2007. – 166 с.
6. Ржебаева, Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учеб. пос. / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев. - Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.

УДК 62-82;62-85;658.286

Іванов М.І., к.т.н., професор, Шаргородський С.А., к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет, м.Вінниця, Україна

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВИТРАТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧИХ ВІКОН ЗОЛОТНИКОВИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ

***Анотація.** У статті розглянуті аспекти моделювання витратних характеристик дросельних вікон золотникових розподільників з врахуванням зміни режимів течії рідини, що виникають завдяки наявності значного додатного переміщення робочих кромки. Під час розробки математичних моделей гідравлічних агрегатів, а саме розподільників, клапанів, дросельних вузлів, виникає проблема максимально точного врахування витрат робочої рідини крізь дросельні кромки. Переміщення золотника може відбуватись у широкому діапазоні, що у свою чергу призводить до зміни режиму течії рідини. Математичні залежності що описують витрату рідини при ламінарному і турбулентному режимах течії відомі, але врахування витрати рідини при перехідному режимі роботи викликає певні складнощі. Авторами запропоновано алгоритм розрахунку витрат дозволяє одержати безперервну залежність для обчислення витрат рідини при переміщеннях золотника в заданому діапазоні.*

***Ключові слова:** режим течії, золотниковий розподільник, робоча рідина.*

Моделювання гідравлічних систем і їхніх елементів часто супроводжується проблемою коректного обліку витрат через дросельні вікна. Конструктивні особливості робочих вікон золотникових розподільників приводять до того, що змінюються режими течії робочої рідини в залежності від положення золотника. Відомо, що при $Re = 2300$ ламінарний режим течії рідини переходить у турбулентний, однак, як свідчить ряд досліджень, перехідна область між двома режимами значно ширше і знаходиться в межах $2300 < Re < 4000$, що ускладнює процес моделювання і точного опису процесу витікання рідини через дросельні вікна [1].

Дросельне вікно, характерне для золотникових розподільників, представлено на рис.1. Дане дросельне вікно знаходиться в закритому положенні. При цьому положенні золотника 2 рідина протікає через зазор (між розточкою у корпусі 1 і золотником 2).

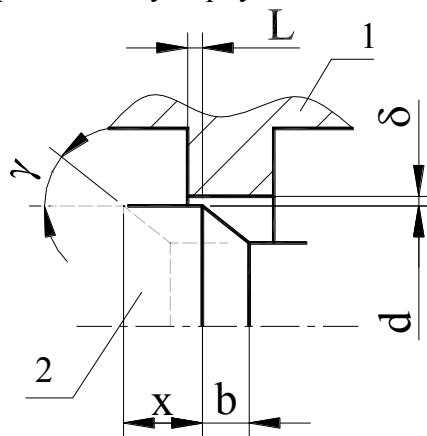


Рис. 1 – Схема робочого вікна золотникового розподільника