

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

*М. В. Найда, аспірант;*

*Ю. Я. Ткачук, канд. техн. наук, доцент;*

*Сумський державний університет,*

*вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна;*

*E-mail: sribn@mail.ru*

*В статті представлений опис впливу кількості лопатей на напір насоса, а також рекомендації щодо вибору кількості лопатей та коефіцієнта, що враховує вплив кількості лопатей.*

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

### ВСТУП

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 одиничного профілю.

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], Овсянніков Б. В. та Боровський Б.І. [3], Будов В. М. [4], Касьянов [5], Майзель-Стодола [6].

### ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Актуальним завданням залишається вибір оптимальної залежності, яка б поєднувала в собі достатню кількість параметрів для визначення потрібної величини.

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

### ОСНОВНА ЧАСТИНА

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 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  $H_\infty$ . 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.

Плідне використання для розрахунку схеми нескінченного числа лопатей можливе за умови визначення функціонального зв'язку дійсного теоретичного напору  $H_T$  з розрахунковим значенням напору  $H_\infty$ . У ряді робіт форма функції  $H_T = f(H_\infty)$  встановлюється наближено теоретичним шляхом і потім коригується за даними експерименту.

Вибір кількості 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.

Однак розрахунком можна визначити найбільш вигідне число лопатей при цих умовах. Прийmemo для наших міркувань, що найбільш сприятливі умови створюються тоді, коли число лопаток по можливості зменшена, але все ж достатньо для забезпечення певної спрямованості потоку[1].

При виборі оптимальної кількості лопатей робочого колеса необхідно за допомогою наступних положень:

- з одного боку, бажано мати більшу кількість лопатей, щоб створити більш рівномірне розподілення швидкостей в каналах, а також зменшити перепад тиску на одну лопать;
- з іншого – більша кількість лопатей збільшує площу тертя між рідиною та стінкою каналу, а також коефіцієнт стиснення, що викликає збільшення відносної швидкості і додаткових гідравлічних втрат.

Рекомендації різних авторів для визначення кількості числа лопатей приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Рекомендації для визначення кількості числа лопатей

Автор	Розрахункова формула
Карл Пфлейдерер	$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$
Ломакін О. О.	$Z = 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$
Овсянніков Б. В., Боровський Б. І.	$z = 4 \left( 1,5 + \frac{\beta_{2a}}{60} \right) + 130 \left( \frac{D_1}{D_2} - 0,6 \right)^2$
Будов В. М.	$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$
Касьянов В. М.	$z = 6,5 \frac{m + 1}{m - 1} \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}, \quad m = \frac{D_2}{D_1}$

Як бачимо в таблиці, формули для розрахунку кількості числа лопатей майже однакові в усіх авторів.

Кількість лопатей залежить від:  $D_1$  – діаметр вхідної воронки,  $D_2$  – діаметр робочого колеса,  $\beta_1$  – кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо,  $\beta_2$  – кут на виході з робочого колеса.

Теоретичний напір насоса визначається за формулою:

$$H_T = k \cdot H_\infty,$$

де  $k$  (а в інших авторів  $\mu, p, \rho$ ) – коефіцієнт, який враховує вплив кількості лопатей.

Урахувати вплив кількості лопатей на напір насоса можна за допомогою формул в табл. 2:

Таблиця 2 – Рекомендації для визначення поправки на вплив кінцевого числа лопатей

Автор	Розрахункова формула
Карл Пфлейдерер	$\mu = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi}{z} \times \frac{1}{1 - (r_1 / r_2)^2}}$
Ломакін О. О.	$p = 2 \frac{\psi}{z} \times \frac{1}{1 - (r_1 / r_2)^2}$
Майзель-Стодола	$\mu = 1 - \frac{u_2}{v_{2u\infty}} \times \frac{\pi \sin \beta_2}{z}$
Будов В. М.	$p = 2 \frac{\psi}{z} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}$
Касьянов В. М.	$\rho = \frac{1,2}{z} \times \frac{(1 + \sin \beta_2)}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$

Як бачимо, поправка на кінцеве число лопатей залежить від декількох параметрів:  $D_1$  – діаметр вхідної воронки,  $D_2$  – діаметр робочого колеса,  $\beta_2$  – кут на виході з робочого колеса,  $z$  – кількість лопатей,  $\psi$  – коефіцієнт, що визначається за формулою  $\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$ .

Також для визначення поправки на вплив кінцевого числа лопатей можна скористатися залежністю, яка приведена на рис. 1:

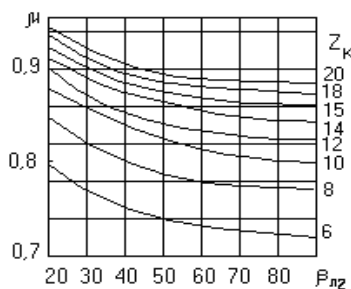


Рисунок 1 – Залежність  $\mu = f(z_k, \beta_{л2})$

### ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз літературних джерел, присвячених визначенню впливу кінцевого числа лопатей відцентрових насосів на теоретичний напір.
2. Встановлено, що для більшості авторів вихідні формули для врахування кінцевого числа лопатей є схожими або однаковими.
3. Перевірочний розрахунок кількості лопатей за наведеними в літературі формулами показує в більшості випадків однакові або близькі результати, отримані за формулами різних авторів.

4. Існуючий графік  $\mu = f(z_k, \beta_{л2})$  дозволяє графічним шляхом знаходити величину коефіцієнта  $\mu$  і відповідно розрахунковим шляхом – величину теоретичного напору.

**THE ANALYSIS OF CALCULATED DEPENDENCIES  
THAT INCLUDE THE EFFECT OF A FINITE NUMBER OF BLADES  
OF CENTRIFUGAL PUMP ON THE THEORETICAL HEAD**

**M. V. Naida, Yu.Ya. Tkachuk,**  
Sumy State University,  
2 Rimsky-Korsakov Str., 40007 Sumy, Ukraine

*The article is a description of the impact of the number of blades for head pump, as well as advice on choosing the number of blades and the coefficient that takes into account the impact of the number of blades.*

**Key words:** blade, impeller, head, channel impeller, a finite number of blades, the real fluid parameter.

**СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ**

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / К. Пфлейдерер. – М. : Машгиз, 1960. – 683 с.
2. Еникеев Г. Г. Проектирование лопастных насосов: учеб. пос./ Г. Г. Еникеев. – Уфа : УГАТУ, 2005. – 97 с.
3. Овсянников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей/ Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – М. : Машиностроение, 1986. – 375 с.
4. Насосы АЭС : учеб. пособие для вузов / В. М. Будов. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 408 с.
5. Касьянов В. М. Гидромашины и компрессоры : конспект лекций / 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.

*Надійшла до редакції 12 квітня 2013 р.*