

## ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ СПІВВІДНОШЕНЬ ДЛЯ СТВОРЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВОЇ СТУПЕНІ ДИНАМІЧНОГО НАСОСА ЛОПАТЕВОГО ТИПУ

**І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко**

*Сумський державний університет, м. Суми*

*У роботі пропонується вирішення проблеми підвищення енергоємності ступені лопатевого насоса за рахунок поєднання в одному робочому колесі традиційної відцентрової лопатевої ґратки і доцентрової. Теоретично отримані рекомендації з доцільних співвідношень між основними радіусами  $r_2$ ,  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  цих ґраток. Наведено приклад проектування модульної ступені для насоса типу ЦНС.*

### ВСТУП

У даній науковій статті наведені загальні принципи і методи визначення основних співвідношень для створення комбінованої відцентрово-доцентрової ступені динамічного насоса лопатевого типу. А також на базі розрахунків доведено збільшення енергоємності такої комбінованої ступені порівняно зі стандартною.

### МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є визначення основних співвідношень для створення комбінованої відцентрово-доцентрової ступені динамічного лопатевого насоса з метою підвищення її енергоємності, без погіршення масогабаритних показників насоса.

## ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ СПІВВІДНОШЕНЬ ДЛЯ СТВОРЕННЯ КОМБІНОВАНОЇ ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВОЇ СТУПЕНІ ДИНАМІЧНОГО НАСОСА ЛОПАТЕВОГО ТИПУ. ДОВЕДЕННЯ. ІЛЮСТРАЦІЇ

Одним із варіантів створення ступені насоса із підвищеною енергоємністю при збереженні масогабаритних характеристик було запропоновано поєднати в одній ступені відому відцентрову лопатеву ґратку із доцентровою ґраткою, розмістивши її на зовнішній поверхні основного диска робочого колеса. Така схема запропонована вперше, в практиці насособудування не траплялася, хоча здатність доцентрової лопатевої ґратки створювати напір доведена при розробленні радіальних доцентрових тепловозних вентиляторів [1,2].

Схема проточної частини запропонованої відцентрово-доцентрової ступені і розрахункові перерізи подані на рис. 1.

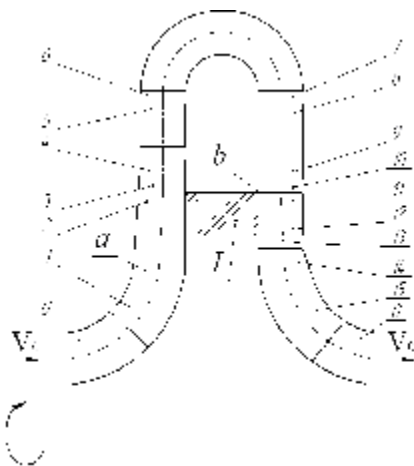


Рисунок 1 – Схема проточної частини відцентрово-доцентрової ступені I – робоче колесо із:  
а) відцентровою ґраткою;  
б) доцентровою ґраткою

Робочий процес відцентрової лопатевої ґратки добре відомий згідно з основним рівнянням лопатевих машин

$$H_T = \frac{v_{U2} \cdot U_2 - v_{U1} \cdot U_1}{g} \quad (1)$$

або згідно з [3]

$$H_T = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}. \quad (2)$$

Для доцентрової лопатевої ґратки аналогічно (2) можна записати

$$H_T = \frac{v_{12}^2 - v_{11}^2}{2g} + \frac{W_{11}^2 - W_{12}^2}{2g} + \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g}, \quad (3)$$

звідки бачимо, що третій член рівняння завжди буде із знаком “-“, тоді як перший і другий члени за певних умов можуть бути позитивними. Тому при проектуванні доцентрової ґратки слід забезпечити виконання умови, щоб сума перших двох членів була якомога більшою третього члена, і тоді буде забезпечено насосний режим роботи цієї ґратки, тобто буде забезпечено виконання умови, щоб  $H_T > 0$ . І це дасть додатковий напір до створюваного напору відцентровою ґраткою.

Для забезпечення такого результату, окрім використання відомих рекомендацій, для будь-якої лопатевої ґратки (величина циркуляції на вході і виході  $\Gamma_{11}$  і  $\Gamma_{12}$ , відповідних кутів  $\alpha$  і  $\beta$  тощо) саме для доцентрової ґратки залишалася повна відсутність рекомендацій щодо вибору оптимальних співвідношень радіусів  $r_{11}$  і  $r_{12}$ , а також їх співвідношення із радіусом  $r_2$ , тобто місця розміщення доцентрової ґратки на диску робочого колеса.

Нижче наводиться аналіз співвідношення цих радіусів, їх вплив на величину

$$H_{T.ПЕР} = \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2} \quad (4)$$

для визначення умов мінімізації цієї складової напору ( $H_{T.ПЕР}$  – напір, отримуваний рідиною у її переносному русі).

Розглянемо два можливі варіанти співвідношень радіусів  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  і  $r_2$  (рис.2)

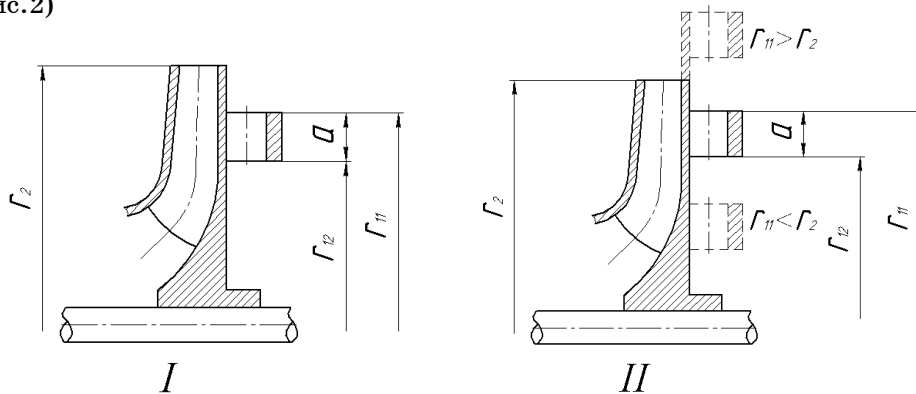


Рисунок 2 – Схема до визначення оптимальних співвідношень радіусів  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  і  $r_2$

I -  $r_{12} = k r_{11}$ , де  $k < 1$

II - 1)  $r_{11} = r_2$ ; 2)  $r_{11} > r_2$ ; 3)  $r_{11} < r_2$

### Аналіз варіанта I

$$H_{T.ПЕР} = \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} (r_{12}^2 - r_{11}^2).$$

Нехай  $r_{12} = k r_{11}$ , де  $k < 1$ .

Тоді

$$H_{T.ПЕР} = \frac{\omega^2}{2g} (k^2 r_{11}^2 - r_{11}^2) = \frac{\omega^2 r_{11}^2}{2g} (k^2 - 1). \quad (5)$$

Висота ґратки  $a = r_{11} - r_{12}$  за цих умов буде дорівнювати

$$a = r_{11} - k \cdot r_{11} = r_{11} (1 - k). \quad (6)$$

Для прикладу візьмемо  $r_{11} = 100$  мм, а  $0 < k < 1$ . Тоді зміни величин  $r_{12}$ ,  $a$  і  $H_{T.ПЕР}$  можна побачити із наведених значень у таблиці 1.

Таблиця 1

$r_{11}$ ( мм)	100	100	100	100	100	100
$k$	0	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$r_{12}$ ( мм)	0	4	50	60	80	100
$a$	100	60	50	40	20	0
$H_{T.ПЕР}$ (%)	100	84	75	64	36	0

Для більшої наочності в узагальненому вигляді залежність величини  $H_{T.ПЕР}$  від висоти ґратки “ $a$ ”, або, що те ж саме, від вибору коефіцієнта “ $k$ ” зобразимо у графічному вигляді на рис.3

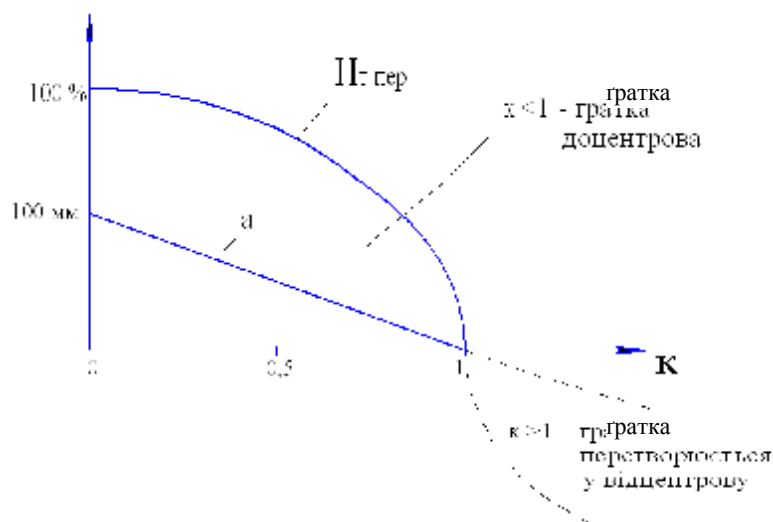


Рисунок 3 – Залежність величини  $H_{T.ПЕР}$  від вибору коефіцієнта “ $k$ ”

Висновки: чим менша висота доцентрової ґратки “ $a$ ” (або чим більша величина коефіцієнта “ $k$ ”), тим меншою буде величина напору у переносному русі  $H_{T.ПЕР}$ , що віднімається від суми напорів, створюваних в абсолютному і відносному русі. І, як наслідок, тим більшою буде величина напору, створюваного доцентровою ґраткою.

Але на практиці намагання вибрати величину “а” якомога меншою буде обмежуватись узятими і технологічно здійснюваними кутами лопатей на вході та виході при кінцевій їх товщині і бажаній густині ґратки для забезпечення наближення величин  $\Gamma_{11}$  і  $\Gamma_{12}$  до теоретичних значень  $\Gamma_{11\infty}$  і  $\Gamma_{12\infty}$ .

Саме в цьому і буде полягати складність проектування й реального виготовлення доцентрової насосної ґратки.

### Аналіз варіанта II

Згідно зі схемою II на рис. 2 визначаємо доцільне розміщення доцентрової ґратки  $r_{11}$ - $r_{12}$  стосовно зовнішнього діаметра робочого колеса  $D_2$ .

Візьмемо, як і раніше,  $r_{12}=k r_{11}$ . Крім того, враховуючи три можливі варіанти ( $r_{11}>r_2$ ,  $r_{11}=r_2$ ,  $r_{11}<r_2$ ), покладемо  $r_{11}=m r_2$ , де  $m$  - довільне позитивне число.

Тоді

$$H_{T.ПЕР} = \frac{\omega^2}{2g} (r_{12}^2 - r_{11}^2) = \frac{\omega^2 \cdot r_2^2}{2g} (k^2 - 1) \cdot m^2. \quad (6)$$

Проаналізуємо вплив вибору  $r_{11}$  порівняно з  $r_2$  при фіксованому значенні  $k$  (яке, як було показано раніше, потрібно вибрати якомога ближче до значення  $k=1$ ).

Тоді величину  $H_{T.ПЕР}$  можна подати у вигляді:

$$H_{T.ПЕР} = C \cdot m^2, \quad (7)$$

де

$$C = \frac{\omega^2 r_2^2}{2g} (k^2 - 1). \quad (8)$$

Проілюструємо цю залежність таким чином (при  $k=\text{const}$ ):

$m$	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0
$\frac{H_{T.ПЕР}}{C}$	0	0,04	0,16	0,25	0,36	0,64	1,0	1,44	2,25	4,0

або у графічному вигляді (рис. 4)

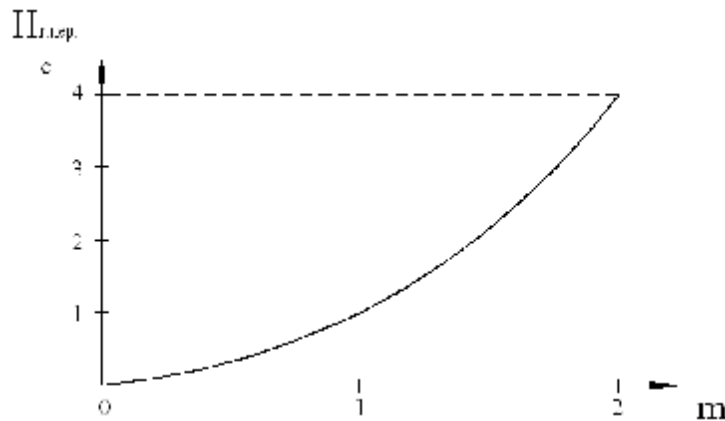


Рисунок 4 – Залежність величини  $H_{T.ПЕР}/C$  від вибору коефіцієнта  $m$

## Висновки до варіантів 1 та 2:

1 Як бачимо із рис. 4, величина третього члена в рівнянні (3), що віднімається від суми двох попередніх членів, швидко збільшується при зростанні коефіцієнта  $m$  і при  $m=1$  ( $r_{11}=r_2$ ) стає в 4 рази більшою, ніж при  $m=0,25$ . Тому доцентрову ґратку слід розташувати в зоні  $r_{11}<r_2$ , намагаючись із врахуванням конструктивних і технологічних можливостей розміщувати її якомога ближче до осі обертання.

2 Як бачимо із (7), величина  $H_{Т.ПЕР}$  подана як частка від величини напора на виході із відцентрової ґратки  $\frac{\omega^2 r^2}{2g}$  (без урахування  $\Gamma_1$ ) і величина цієї частки залежить від правильного вибору коефіцієнтів “ $k$ ” і “ $m$ ”. При цьому “ $k$ ” потрібно обирати якомога ближчим до 1, а “ $m$ ”, – навпаки, якомога ближчим до 0. Але, враховуючи, що залежність  $H_{Т.ПЕР}$  від цих коефіцієнтів квадратична, потрібно до їх вибору підходити особливо ретельно, оскільки навіть незначний виграш у цих коефіцієнтах дає відчутний виграш у кінцевому напорі ступені (і навпаки).

## РЕЗУЛЬТАТИ

Ураховуючи наведені вище рекомендації, були проведені необхідні розрахунки геометричних параметрів модельної відцентрово-доцентрової ступені.

За базову була взята натурна відцентрова ступінь насоса ЦНС-180-1900 із параметрами  $Q=180$  м<sup>3</sup>/год,  $H_{ст}=126,6$  м,  $n=3000$  об/хв,  $\eta_{ст}=70\%$ ,  $n_s=65$ .

Для проектування додаткової доцентрової лопатевої ґратки шляхом поступового наближення були обрані коефіцієнти  $k=0,826$  і  $m=0,76$ , що дозволило коректно спрофілювати лопаті, взяти їх густину, а також спрофілювати лопатеві підвід і відвід для цієї ґратки.

За розрахунками очікується отримання напору від цієї додаткової лопатевої ґратки  $H \cong 30 - 33$  м, що становить 23% додатково до напору відцентрової ґратки.

Характерно, що осьові розміри комбінованої ступені не збільшилися порівняно із базовою, а навіть на 8 мм зменшилися. Це дозволить зменшити осьові розміри насоса на базі такої ступені майже на 300 мм, у тому числі і за рахунок зменшення кількості ступеней (із 15 до 12).

Проведені також прогностичні розрахунки балансу енергії і загалом ККД нової комбінованої ступені. Зокрема, ККД може бути на 1-2 % нижчим від базової ступені, що буде компенсовано зменшенням числа ступенів насоса та покращанням його масогабаритних характеристик.

Остаточну відповідь буде отримано після проведення експериментальних випробувань цієї ступені. Складена відповідна програма випробувань. Зокрема, передбачається не лише отримати повну зовнішню характеристику ступені, а й перевірити гіпотезу про те, що величина  $H_{Т.ПЕР}$  із знаком “-“ є не що інше, як частка напору від відцентрової ґратки, що витрачається в доцентровій ґратці в турбінному режимі, тобто зменшує величину потужності, що витрачається на привід робочого колеса.

Для забезпечення проведення експериментальних досліджень здійснена також суттєва модернізація робочої частини експериментального стенду із виготовленням нового валу і корпусу.

Проведення всіх цих робіт передбачено програмою досліджень у 2007 році.

## ВИСНОВКИ

1 Показана принципова можливість створення комбінованої лопатевої ступені шляхом об'єднання в одному робочому колесі відцентрової і доцентрової ґраток.

2 Теоретично отримані рекомендації щодо вибору основних співвідношень між радіусами ґраток  $r_2$ ,  $r_{11}$ ,  $r_{12}$ . Показано, що об'єднувальні їх коефіцієнти  $k$  і  $m$  потрібно вибирати, керуючись графіками, наведеними на рис.3 і рис. 4.

3 Наведений приклад проектування такої комбінованої ступені для багатоступеневого насоса типу ЦНС свідчить про реальність запропонованого способу підвищення енергоємності ступені без збільшення її радіальних та осьових габаритів.

## SUMMARY

### DETERMINATION OF BASIC CORRELATIONS FOR CREATION OF COMBINED CENTRIFUGAL-CENTRIPETAL DEGREES DYNAMIC PUMP OF PADDLE-TYPE

*I.A. Kovalev, professor, D. V. Kaznienko, student*

*It is in-process suggested to solve a problem increase of power-hungryness degrees of blade pump due to combination in one driving wheel of traditional centrifugal blade grate and centripetal. In theory recommendations are got for by an expedient betweenness by the basic radiuses of  $r_2$ ,  $r_{11}$ ,  $r_{12}$ . these grates. The example of planning of module is resulted degrees for a pump as CNS.*

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ильясов А.Е., Муслин Б.К., Сулича В.Т. Аэродинамические характеристики центростремительного вентилятора с быстроходностью  $n_s=130$  //Республ.межведомств. научно-техн. сб. "Гидравлические машины"- Харьков: Вища школа, 1978. -Вып. 12. – С.89-92.
2. Ильясов А.Е., Никитина Н.П. Влияние геометрии входных элементов на характеристики центростремительного вентилятора // Моделирование гидроаэродинамических процессов в транспортных машинах и технологическом оборудовании. - Ворошиловград, 1984.- С.47-61.
3. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей. – Москва: Оборонгиз,1960.-С.47.

**Ковальов І.О.**, канд. тех. наук, професор,  
СумДУ, м. Суми;  
**Казнієнко Д.В.**, студент, СумДУ, м. Суми

*Надійшла до редакції 26 листопада 2007 р.*