

## Вплив ширини каналу робочого колеса на крутизну напірної характеристики при проектуванні змінних коліс насосів типу Д \*

В. С. Мілтих<sup>1)</sup>, М. І. Сотник<sup>2)</sup>, С. О. Лугова<sup>3)</sup>

1), 2), 3) Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

### Article info:

Paper received: 24 February 2016  
The final version of the paper received: 25 April 2016  
Paper accepted online: 28 April 2016

### Correspondent Author's Address:

<sup>1)</sup> bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

Існує зворотне та незворотне регулювання роботи насосного агрегата. До другого належить зміна меридіонального перерізу, а саме: зміна зовнішнього діаметра робочого колеса («підрізка») та зміна ширини каналу робочого колеса на вході чи/та виході. При «підрізці» змінюється не лише зовнішній діаметр колеса, а й інші його геометричні параметри. Під час зміни ширини каналу робочого колеса на виході всі інші геометричні параметри залишаються без змін, що дозволяє більш точно прогнозувати робочі параметри робочого колеса.

Метою цієї роботи є визначення залежності між шириною каналу робочого колеса на виході та крутизною його напірної характеристики. Під час проведення досліджень змінювалася ширина каналу без зміни інших геометричних параметрів робочого колеса. Дослідження проводили шляхом чисельного моделювання з використанням програмного продукту Ansys CFX.

Визначено причину зниження ККД відносно вузьких та широких коліс. Установлено залежність між шириною каналу відцентрового насоса двостороннього входу різної швидкохідності та крутизною його напірної характеристики. Визначено діапазон, в якому можна змінювати ширину каналу з метою досягнення певної крутизни напірної характеристики без значного зниження ККД.

**Ключові слова:** чисельне моделювання, крутизна напірної характеристики, ширина каналу робочого колеса на виході, ANSYS CFX, робоче колесо двостороннього входу.

### ВСТУП

Ефективність використання електричної енергії у технологічному процесі водопостачання значною мірою залежить від узгодження витрати води споживачем та подачі води насосною станцією. Відхилення у такому балансі неминуче спричиняють нераціональне споживання електроенергії насосними агрегатами.

Під час організації подачі води насосною станцією, за умови одночасної роботи декількох насосних агрегатів, також необхідно звертати увагу на узгодження їх напірних характеристик за напором та крутизною у визначеному діапазоні витрат. До застосування того чи іншого способу регулювання також висуваються вимоги до крутизни напірної характеристики.

Одним із найпоширеніших технічних заходів щодо зміни напірної характеристики насоса є зміна зовнішнього діаметра робочого колеса (далі – РК) насоса  $D_2$ , так звана «підрізка». За певних умов цього виявляється достатньо для зміни параметрів насоса без заміни інших елементів його проточної частини. Однак при «підрізці» змінюється не лише зовнішній діаметр РК, а й інші його геометричні параметри, як-от кут установлення лопаті на виході з РК, що приводить до зміни крутизни характеристики. А це, у свою чергу, може негативно впливати на енергоефективність роботи насосних станцій при одночасній експлуатації декількох насосних агрегатів через

неузгодженість їх напірних характеристик за крутизною.

Одним із способів впливу на напірну характеристику насосного агрегата, позбавленого зазначених недоліків, є зміна ширини каналу РК на виході, при цьому зберігаються всі інші геометричні розміри РК. Хоча з точки зору трудомісткості його впровадження він є більш витратним.

### АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Аналіз літературних джерел засвідчує, що результати дослідження впливу ширини каналу вихідної частини РК насоса на його характеристики наводяться в обмеженому колі опублікованих матеріалів.

У 2009 Мінг-гао Тан та інші опублікували результати дослідження впливу ширини каналу на формування потоку рідини й напірну характеристику відцентрового насоса [1]. У своїй праці автори представили дослідження шести відцентрових насосів, що мають коефіцієнт швидкохідності  $n_s$  у межах від 45 до 260 при змінних значеннях ширини каналу РК. Дослідження проводили шляхом чисельного моделювання з використанням програмного продукту FLUENT. Наведені дані демонструють, що зміна ширини каналу істотно впливає на параметри робочої точки, на картину течії й крутизну напірної характеристики за умови незмінності геометричних розмірів інших елементів проточної частини насоса.

\* назва статті в редакції авторів

Аналіз картин течії показав, що зміна ширини каналу впливає на місце знаходження області низького тиску та її величину, структуру відривних явищ потоку рідини та зворотних течій у колесі. За номінального режиму функціонування насоса зміна ширини каналу найбільш істотно впливає на показники робочого процесу насосів середньої швидкохідності.

Зі збільшенням ширини каналу у зазначених насосах напірна характеристика стає більш пологою. До того ж у відцентрових насосах середньої та низької швидкохідності розширюється діапазон витрати, у межах якого ККД насоса є найвищим. У відцентрових насосах високої швидкохідності при зміні ширини каналу ККД практично не підвищується.

Результати досліджень Масініса Джерауд та інших щодо впливу зміни ширини каналу вихідної частини РК на характеристики відцентрового насоса описані у [2]. Наведені дані засвідчують, що зміна його значення істотно впливає на ефективність робочого процесу насоса при подачах, більших від номінальних. У цьому випадку крива залежності  $Q - \eta$  збільшує свою кривизну, що свідчить про зниження ефективності робочого процесу.

У праці [3] Ф. Гюліх також описаний істотний вплив ширини каналу на робочі характеристики насосів. При цьому наголошується на тому, що можна позбутися багатьох негативних ефектів шляхом зміни його значення без зміни геометричних параметрів інших елементів проточної частини насоса.

Як бачимо, у всіх вищезгаданих працях автори намагаються дослідити вплив зміни ширини каналу РК на виході насоса в цілому. При цьому виявити залежність саме між шириною каналу та крутизною напірної характеристики насоса не можна, адже на останню впливає чимало факторів, як-от: кут установки лопаті на виході з колеса  $\beta_2$ , діаметр початкового кола відведення  $D_3$ , ширина каналу РК на виході  $b_2$  та інші.

## ПОСТАВЛЕННЯ ЗАВДАННЯ

Незважаючи на результати проведених останніми роками досліджень, проблемним лишається питання підвищення енергоефективності робочого

процесу насоса при застосуванні змінних РК для насосів типу Д без модернізації інших елементів їх проточних частин.

Відкритим є також питання застосування принципів і методів проектування нових РК під змінені параметри функціонування насосів типу Д за напором та подачею.

У цій статті увага приділяється дослідженню коліс відцентрових насосів двостороннього входу з метою встановити залежність між відносною шириною колеса  $b_2/D_2$  та крутизною його напірної характеристики  $K_n$  для уточнення методики проектування змінних РК насосів типу Д з коефіцієнтом швидкохідності від 80 до 210.

## ОПИС ОБ'ЄКТІВ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

На сьогодні сформувався певний підхід до моделювання та розрахунку течії рідини у лопатевих гідромашинах. Цей підхід передбачає таку послідовність дій (рис. 1):

- 1) створення тривимірної моделі розрахункової області рідини, яка імітує об'єм, де відбувається рух течії, що досліджується;
- 2) побудова розрахункової сітки;
- 3) вибір прийнятної математичної моделі;
- 4) задання граничних умов, параметрів розрахунку та інших вихідних даних;
- 5) виконання розрахунку;
- 6) візуалізація та аналіз результатів розрахунку.

Для дослідження були вибрані РК насосів:

- 1) Д 3200 – 75 - 2 з  $n_s = 93$ . Робочі параметри насоса в розрахунковій точці: витрата  $Q_{opt} = 3200$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H = 75$  м, швидкість обертання ротора  $n = 980$  об/хв.
- 2) СЕ 2500 - 180 з  $n_s = 130$ . Робочі параметри насоса в розрахунковій точці: витрата  $Q_{opt} = 2500$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H = 180$  м, швидкість обертання ротора  $n = 2985$  об/хв.
- 3) Д 6300 – 27 - 2 з  $n_s = 210$ . Робочі параметри насоса в розрахунковій точці: витрата  $Q_{opt} = 6300$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H = 27$  м, швидкість обертання ротора  $n = 730$  об/хв.

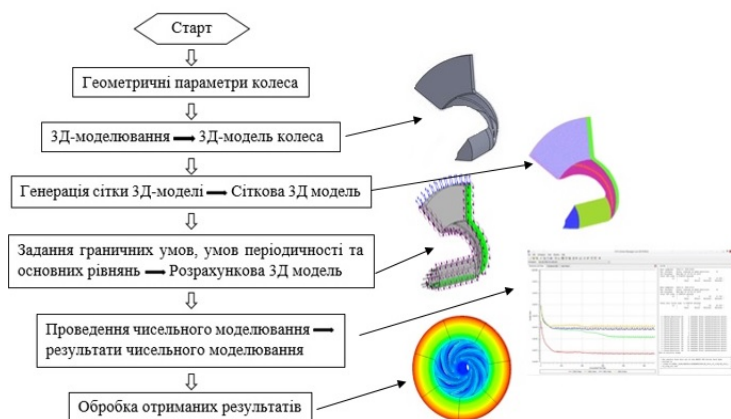


Рисунок 1 – Блок-схема проведення числового дослідження

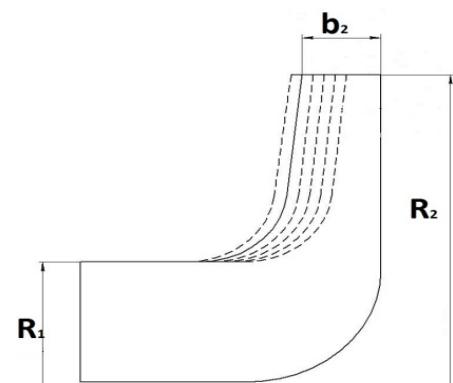


Рисунок 2 – Схема меридіанного перерізу робочого колеса відцентрового насоса

Моделювання течії проводили для шести модифікацій кожного колеса. Параметри оригінальних та модифікованих коліс наведені у таблиці 1.

Максимальну ширину колеса обмежували розмірами існуючих корпусів насосів, а мінімальну – технологічними можливостями виробництва.

Шляхом зміни меридіанного перерізу змінювали значення ширини каналу для всіх РК (рис. 2). Зміна цього параметра тягне за собою зміну відстані між основним і покривним дисками: при збільшенні ширини каналу відстань між дисками збільшується, при зменшенні – зменшується. При цьому інші геометричні параметри колеса залишалися незмінними і відповідали конструкції оригінального колеса.

На першому етапі моделювання були побудовані тривимірні моделі розрахункової області рідини згідно з рекомендаціями, поданими у [3]: для підвищення продуктивності комп'ютера проводили моделювання лише однієї половини симетричного компонента, а також лише одного каналу із застосуванням періодичних граничних умов при розрахунку РК окремо від інших компонентів. Під «періодичними граничними умовами» розуміють середній крок між двома лопатями.

Отже, були прийняті такі припущення:

- внутрішній потік рідини є симетричним відносно осі відведення;
- внутрішній потік рідини на вході в розрахункову область є віссиметричним;
- витоки через ущільнення РК не впливають на характеристики колеса, тому ними знехтувано.

У зв'язку з прийнятими припущеннями розрахунковою областю є один канал половини РК без ущільнень. Вхідна і вихідна межі розрахункової області віддалені від контрольних перерізів на відстань достатню для того, щоб потік став усталеним, у нашому випадку ця відстань приблизно дорівнює 1-1,5 зовнішнього діаметра РК на виході (рис. 3).

Таблиця 1 – Параметри оригінальних та модифікованих коліс

Варіант геометрії	Ширина колеса на виході $b_2$ , мм	Діаметр колеса на виході $D_2$ , мм	Відносна ширина колеса $b_2/D_2$	Кут лопаті колеса на виході $\beta_2$
<b>Д 3200-75-2</b>				
Оригінальне	59,6	740	0,081	30°
РК № 1	66,9	740	0,090	30°
РК № 2	52,4	740	0,071	30°
РК № 3	45,2	740	0,061	30°
РК № 4	37,9	740	0,051	30°
РК № 5	30,7	740	0,042	30°
<b>СЕ 2500-180</b>				
Оригінальне	36,0	415	0,087	26°
РК № 1	39,5	415	0,095	26°
РК № 2	31,5	415	0,078	26°
РК № 3	27,0	415	0,065	26°
РК № 4	22,5	415	0,054	26°
РК № 5	18,0	415	0,043	26°
<b>Д 6300-27-2</b>				
Оригінальне	125	736	0,17	27,5°
РК № 1	140	736	0,19	27,5°
РК № 2	110	736	0,15	27,5°
РК № 3	95	736	0,13	27,5°
РК № 4	80	736	0,11	27,5°
РК № 5	65	736	0,09	27,5°

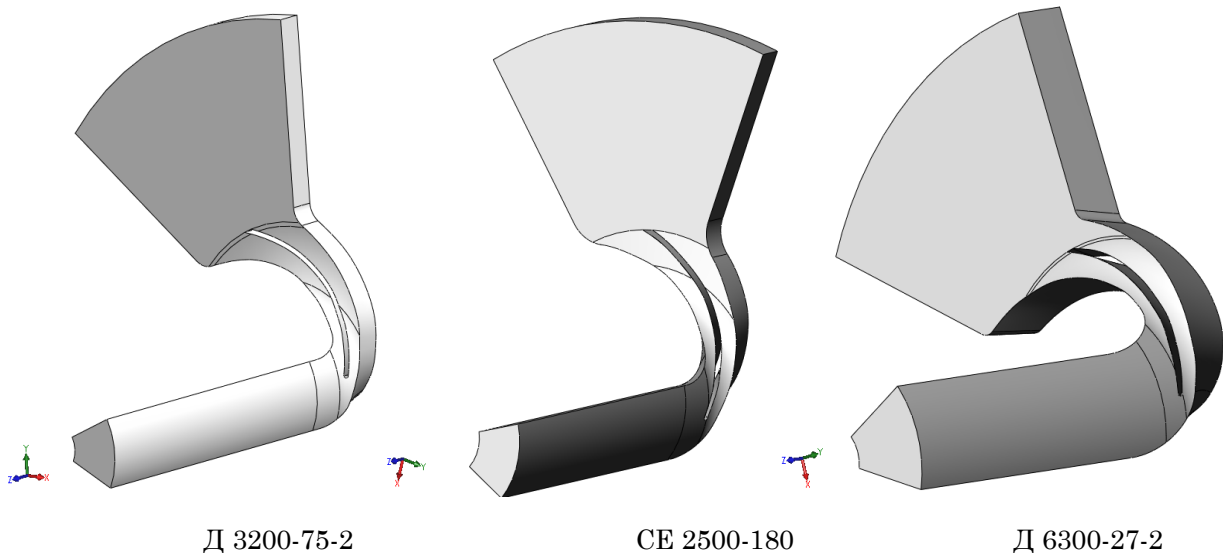


Рисунок 3 – Вигляд тривимірних моделей розрахункових областей рідини оригінальних робочих коліс насосів

Для того щоб виявити, за якої мінімальної кількості вузлів одержаний розв'язок практично не залежить від розрахункової сітки, у сітковому генераторі ICEM CFD було побудовано декілька неструктурованих сіток розрахункової області згідно з рекомендаціями [3, 4]. Результати такого аналізу наведені в таблиці 2. Як приклад, на рис. 4 зображено вигляд побудованої сітки для розрахункової області.

Виходячи з того, що зі збільшенням кількості вузлів сітки підвищується очікувана точність розрахунку, а час обчислення і труднощі конвергенції збільшуються, то для РК достатнє мінімальне число вузлів знаходиться в діапазоні 70 000 - 100 000 [3]. У нашому випадку (табл. 2) кількість вузлів значно більша, що дозволяє говорити про підвищення точності розрахунку.

Потік рідини у реальному відцентровому насосі є тривимірним, в'язким, турбулентним. Таким він і приймався під час моделювання робочого процесу. Для моделювання турбулентної течії використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності. Число Рейнольдса становило  $10^7$ .

Температура робочої рідини (води) під час моделювання брали 25 °С. Моделювали реальну нестислу рідину.

РК розраховували у рухомій системі координат. На вході у розрахункову область та на виході з неї задавали компоненти швидкості й статичний тиск відповідно. Шорсткість поверхні стінок – 6,3 мікрона.

Безпосередньо чисельне моделювання проводили у програмному продукті Ansys CFX, в якому розв'язуються основні рівняння гідродинаміки. Система диференціальних рівнянь розраховувалася числовим методом кінцевих об'ємів, критерій збіжності –  $10^{-4}$ .

Усі розрахунки проведено у стаціонарній постановці.

Таблиця 2 – Дані про кількість вузлів для кожної розрахункової області

Варіант геометрії	Кількість вузлів у сітці
<b>Д 3200-75-2</b>	
Оригінальне колесо	450 000
РК № 1	290 000
РК № 2	280 000
РК № 3	560 000
РК № 4	560 000
РК № 5	680 000
<b>СЕ 2500-180</b>	
Оригінальне колесо	540 000
РК № 1	530 000
РК № 2	470 000
РК № 3	690 000
РК № 4	470 000
РК № 5	490 000
<b>Д 6300-27-2</b>	
Оригінальне колесо	1 000 000
РК № 1	1 000 000
РК № 2	680 000
РК № 3	370 000
РК № 4	610 000
РК № 5	590 000

## ОПИС ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ

У результаті розрахунку шляхом осереднення величин були одержані інтегральні характеристики для всіх базових РК та їх модифікацій із різними значеннями ширини каналу, зображеними на рис. 5. Числове моделювання для всіх геометричних конфігурацій проводили в діапазоні витрат від  $0,5Q_{розр}$  до  $1,2Q_{розр}$ , де  $Q_{розр}$  – витрата у розрахунковій точці. Згідно з [5] саме в цьому діапазоні витрат віброакустичні параметри роботи насоса стабільні.

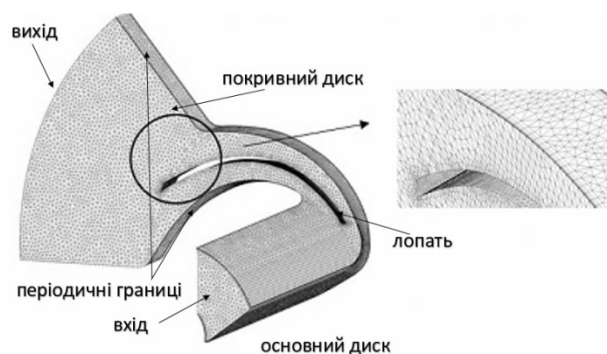


Рисунок 4 – Приклад побудованої неструктурованої сітки для розрахункової області

Із рисунка 5а, на якому подано залежність напору  $H$  від витрати колеса  $Q$  для всіх досліджуваних коліс бачимо, що напір зростає зі збільшенням ширини каналу. Значне зростання напору спостерігається при зміні ширини каналу з мінімального значення до наступного визначеного значення ширини. Так, для Д 3200-75-2 - з 30,7 до 37,9 мм; для СЕ 2500-180 - з 18 до 22,5 мм; для Д 6300-27-2 - з 65 до 80 мм.

Одержане значення ККД колеса наведено як функцію від витрати (рис. 5б). Як бачимо, зі збільшенням ширини каналу точка максимального ККД зсувається у бік більших значень витрати. Зміна ширини каналу по-різному впливає на залежність ККД від  $Q$  для коліс різної швидкохідності. Так, для коліс середньої швидкохідності ( $n_s = 80-110$ ) вплив проявляється при менших значеннях подачі. Для коліс з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 110-170$  – при всіх значеннях подачі. Для коліс з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 160-200$  – при підвищених значеннях подачі.

Аналіз результатів проведених досліджень засвідчує, що існує можливість зміни крутизни напірної характеристики в існуючому робочому діапазоні зі збереженням ККД робочого колеса шляхом зміни ширини його каналу.

Загальною тенденцією для всіх досліджених коліс є звуження діапазону максимального ККД зі збільшенням ширини каналу РК і навпаки, що ілюструється рисунком 5б.

Як показують дані, наведені на рис. 5с, існує певний діапазон значень ширини каналу, при якому не відбувається зростання характеристики потужності зі збільшенням подачі. Зазначений ефект доцільно використовувати під час проектування, якщо є вимо-

га замовника щодо обмеження значення потужності насоса.

Для коліс із коефіцієнтом швидкохідності –  $n_s = 80-170$  найвужчі колеса мають найменше значення ККД на режимах роботи від  $0,9 Q_{розр}$  до  $1,2 Q_{розр}$ , через високу відносну швидкість потоку. Це бачимо з рис. 6-8, на яких зображено розподіл потоку за відносними швидкостями у каналах РК із різними значеннями ширини каналу та за різних режимів роботи.

Для насосів із коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 150-200$  спостерігається зниження ККД за умови збільшення ширини каналу та низької витрати  $0,5-0,8 Q_{розр}$  через виникнення відривів потоку та зворотних течій.

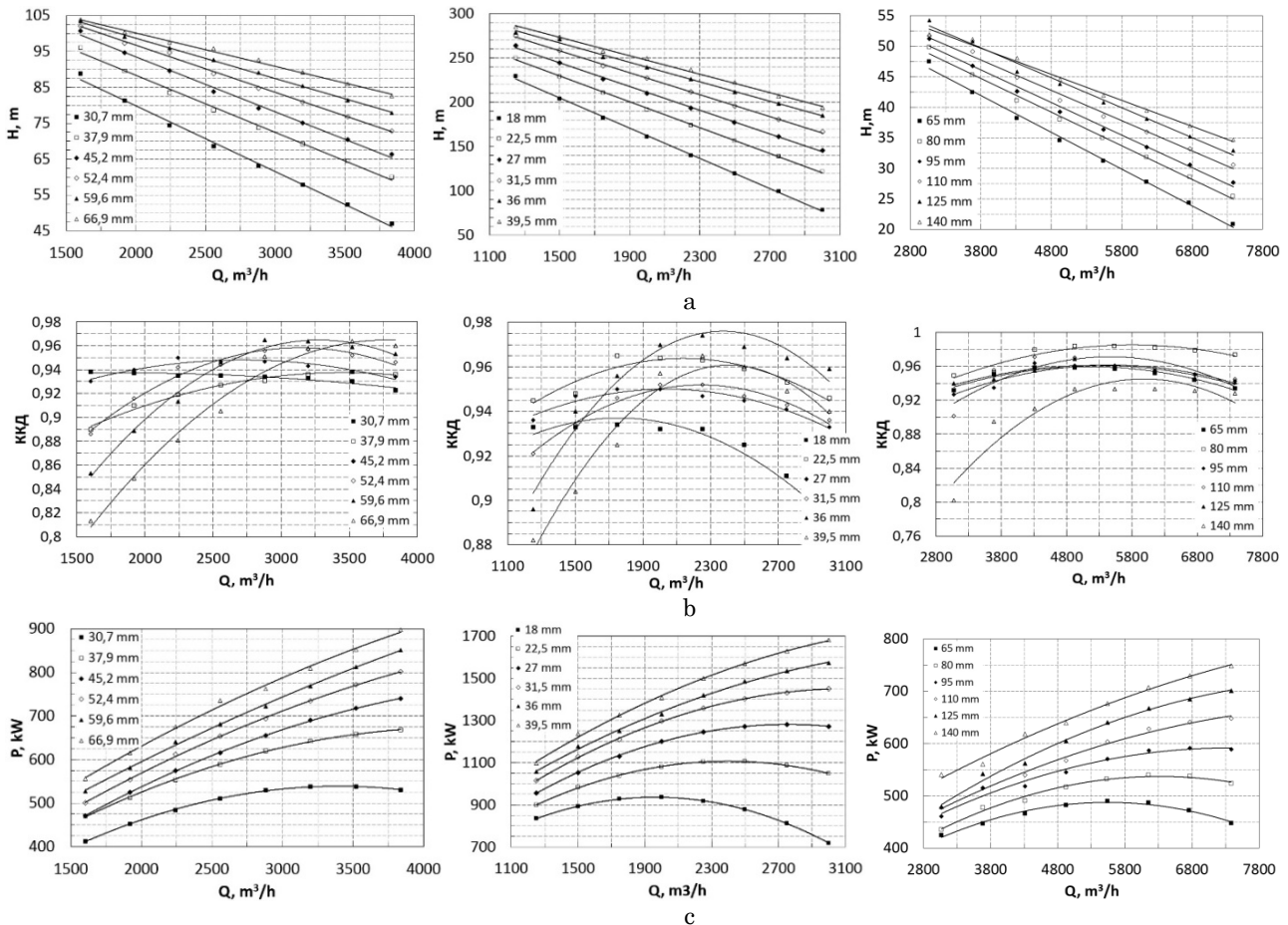
Згідно з [6] крутизну напірної характеристики можна визначити для будь-якої її частини. Для цього замість значень в оптимальній точці необхідно брати параметри у точці, що розглядається. Отже, під час

аналізу впливу ширини каналу РК на виході на крутизну напірної характеристики останню було розраховано за загальноприйнятою формулою:  $K_H = (H_{max} - H_{розр}) / H_{розр}$ , де  $H_{max}$  – напір при  $0,5 Q_{розр}$  для РК;  $H_{розр}$  – напір при  $Q_{розр}$ .

Залежність крутизни напірної характеристики від ширини каналу з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 80-200$  зображена на рисунку 9.

З рисунка 9 бачимо, що напірна характеристика коліс збільшує свою крутизну залежно від коефіцієнта швидкохідності та ширини каналу: зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності та зменшенням ширини каналу значення крутизни напірної характеристики збільшується.

З огляду на одержані результати можна зробити висновок, що отримання необхідного значення крутизни напірної характеристики досягається зміною ширини каналу в певному діапазоні.



Д 3200-75-2

СЕ 2500-180

Д 6300-27-2

Рисунок 5 – Характеристики робочих коліс із різною шириною каналу на виході: а – залежність напору  $H$  від подачі  $Q$ ; б – залежність ККД від подачі  $Q$ ; с – залежність потужності  $P$  від подачі  $Q$

Для досліджених коліс:

1) при  $n_s = 80-110$ :

– значення крутизни від 0,17 до 0,46 досягається при зміні відносної ширини РК 0,045-0,095 та значення ККД у межах 3 %;

– значення крутизни від 0,19 до 0,51 – при зміні відносної ширини РК 0,04-0,095 та значення ККД у межах 5 %;

2) при  $n_s = 110-170$ :

– значення крутизни від 0,3 до 0,85 – при зміні відносної ширини РК 0,05-0,095 та значення ККД у межах 3%;

– значення крутизни від 0,3 до 0,9 – при зміні відносної ширин РК 0,045-0,095 та значення ККД у межах 5%;

3) при  $n_s=150\dots 200$ :

– значення крутизни від 0,35 до 0,7 – при зміні відносної ширини РК 0,08-0,19 та значення ККД у межах 3-5%.

Результати досліджень засвідчують, що діапазон зміни ширини каналу РК на виході, що мають однаковий коефіцієнт швидкохідності, має одну й ту саму величину. Можна припустити, що таке правило може бути застосоване і для коліс з іншими діапазонами коефіцієнта швидкохідності.

У праці [6] наведено результати експерименту та чисельного моделювання течії відцентрового колеса. Одержані дані показують кількісну та якісну відповідність як за інтегральними характеристиками, так і за розподілом швидкостей і тиску по всій ширині каналу на виході з робочого колеса. У нашому дослідженні була використана така сама розрахункова модель, як і у статті [6], що дозволяє очікувати на кількісну та якісну відповідність одержаних результатів результатам експерименту.

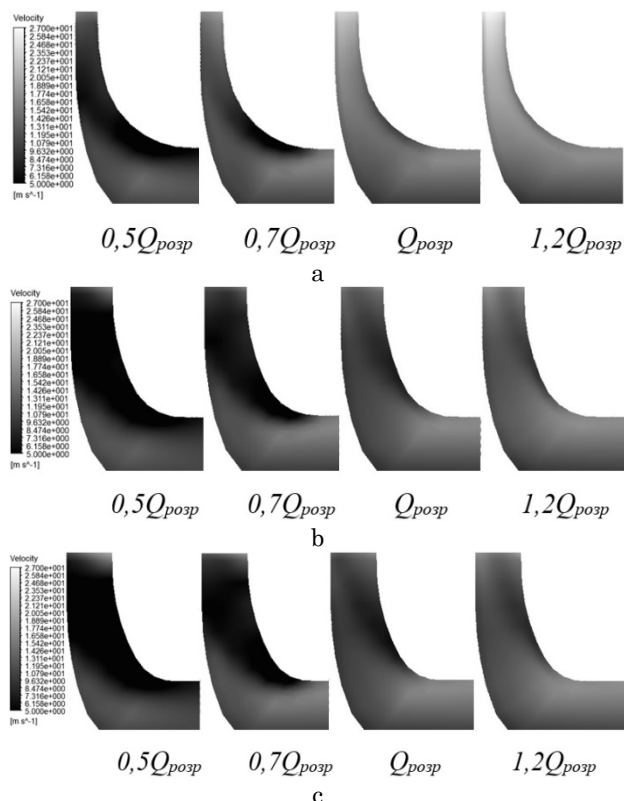


Рисунок 6 – Розподіл потоку за відносною швидкістю у каналах РК: а –  $b_2=30,7$  мм; б –  $b_2=59,6$  мм; с –  $b_2=66,9$  мм

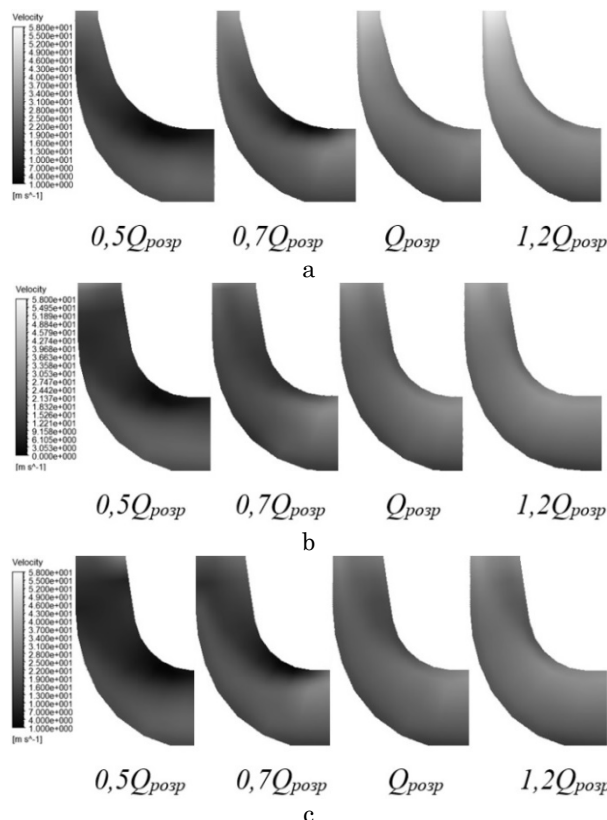


Рисунок 7 – Розподіл потоку за відносною швидкістю у каналах РК: а –  $b_2=18$  мм; б –  $b_2=36$  мм; с –  $b_2=39,5$  мм

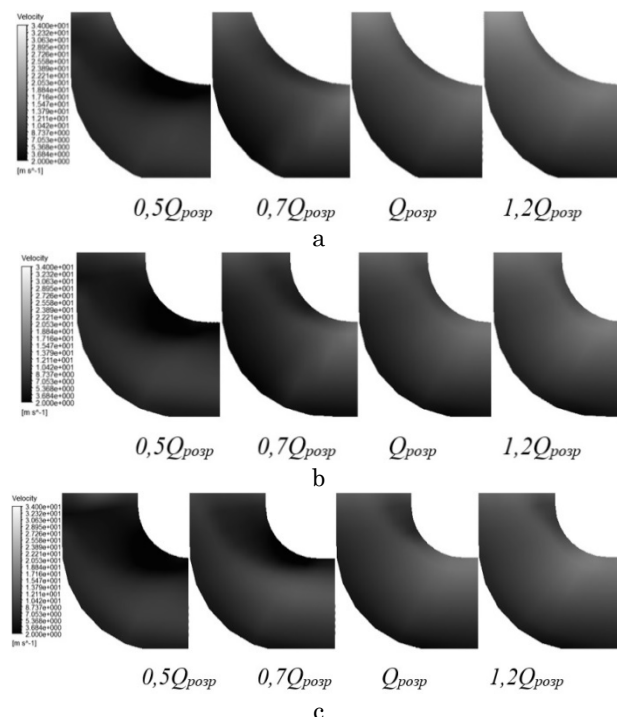


Рисунок 8 – Розподіл потоку за відносною швидкістю у каналах РК: а –  $b_2=65$  мм; б –  $b_2=125$  мм; с –  $b_2=140$  мм



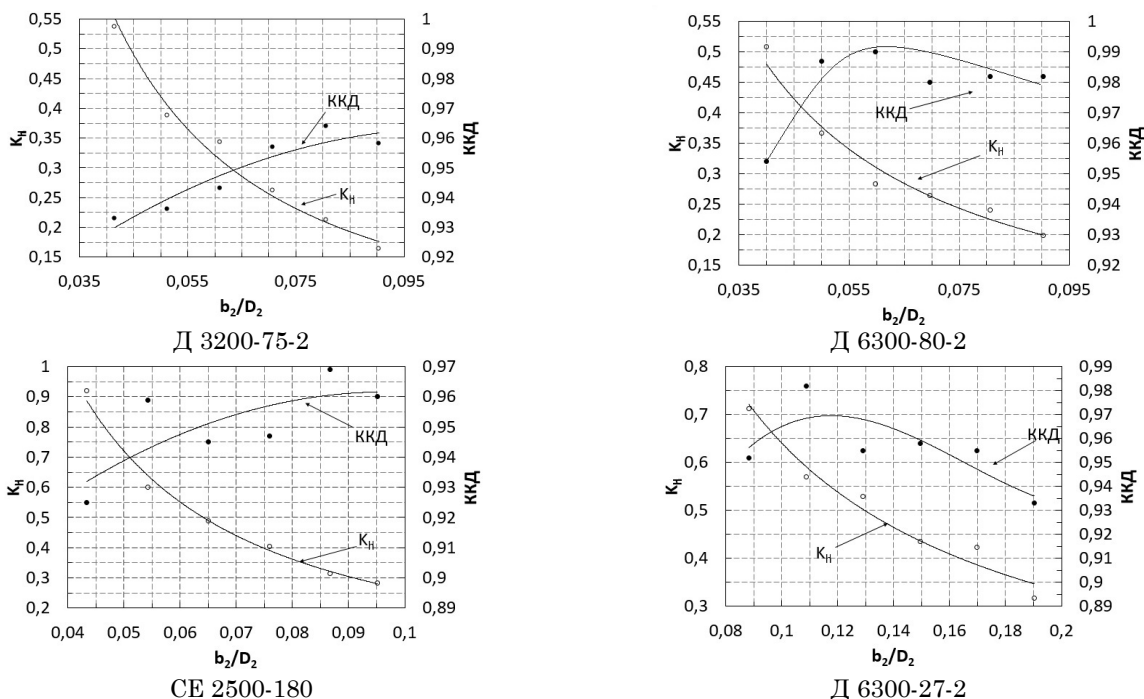


Рисунок 9 – Крутизна  $K_H$  напірної характеристики та  $K_{КД}$  залежно від відносної ширини колеса  $b_2/D_2$

## ВИСНОВКИ

1. Крутизну напірної характеристики робочих коліс можна змінювати у досить широкому діапазоні шляхом зміни ширини каналу колеса на виході, при цьому всі інші геометричні параметри залишаються без зміни.

2. Зі зменшенням ширини каналу спостерігається збільшення значення крутизни його напірної характеристики. Зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності та зменшенням ширини каналу значення крутизни його напірної характеристики збільшується.

3. Результати дослідження можуть застосовуватися при модернізації робочих коліс зі швидкохідніс-

тю  $n_s = 80-200$  для насосів типу Д, що працюють у групах. Така модернізація можлива у межах використання існуючих корпусних деталей та підшипникових вузлів насосів, що значно зменшує витрати на модернізацію і зменшує вартість життєвого циклу насосного обладнання.

4. За результатами проведених досліджень виявлено, що діапазон високої ефективності роботи зі збільшенням ширини каналу звужується.

5. За результатами досліджень можна зробити висновок, що існує певний діапазон значень ширини каналу, при якому не відбувається зростання характеристики потужності зі збільшенням подачі.

## Influence of impeller outlet width on characteristic curve slope in the design of changeable flow parts of D-type pumps

V. S. Milytkh, M. I. Sotnyk, S. O. Luhova

1), 2), 3) *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

The present paper focuses on study of relation between impeller outlet width and the slope of characteristic curve. In order to figure out the dependence between impeller outlet width and the slope of characteristic curve on the different operation modes the numerical simulation was used. The cause of efficiency reducing in extremely narrow and wide impellers was determined. Dependence between impeller outlet width of double-entry centrifugal pump and slope of characteristic curve was established. We have defined that changing of the impeller outlet width in some relative width range leads to achieving required characteristic curve slope with inessential efficiency drop. The study results are intended to be used during modernization of pump impellers with specific speed, which operate in groups with different initial characteristic curves. Such modernization is possible with existing pump casing and bearing compounds usage, that greatly reduces expenses on modernization and lowers pumping equipment life-cycle cost.

**Keywords:** slope of characteristic curve, impeller outlet width, numerical simulation.

# Влияние ширины канала рабочего колеса на крутизну его напорной характеристики при проектировании сменных колес насосов типа Д

В. С. Милтых<sup>1)</sup>, М. И. Сотник<sup>2)</sup>, С. О. Луговая<sup>3)</sup>

<sup>1), 2), 3)</sup> Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

Существует обратное и необратное регулирования работы насосного агрегата. К первому относится изменение меридионального сечения, а именно: изменение внешнего диаметра рабочего колеса («подрезка») и изменение ширины канала рабочего колеса на входе и / или выходе. При «подрезке» меняется не только внешний диаметр колеса, но и другие его геометрические параметры. При изменении ширины канала рабочего колеса на выходе все другие геометрические параметры остаются без изменения, что позволяет более точно прогнозировать рабочие параметры рабочего колеса.

Целью данной работы является определение зависимости между шириной канала рабочего колеса на выходе и крутизной его напорной характеристики. При проведении исследования значение ширины менялось, а другие геометрические параметры колеса оставались без изменений. Исследование проводилось путем численного моделирования с использованием программного продукта Ansys CFX.

Определены причины снижения КПД для чрезмерно узких и широких рабочих колес. Установлена зависимость между шириной канала рабочего колеса на выходе и крутизной его напорной характеристики. Определен диапазон, в котором можно менять ширину канала с целью достижения определенной крутизны напорной характеристики без значительного снижения КПД.

**Ключевые слова:** численное моделирование, крутизна напорной характеристики, ширина канала рабочего колеса на выходе, ANSYS CFX, рабочее колесо двустороннего входа.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мінг-гао Тан. Вплив ширини лопаті на виході на потік рідини та характеристики відцентрового насоса [Текст] / Мінг-гао Тан, Хоу-лін Ліу, Шоу-куї Ян, Юнг Ванг, Кай Ванг // Матеріали АСМЕ: секція гідромеханіки (Вейл, Колорадо, 2 - 6 серпня 2009 року). – Вейл, 2009. – С. 51-60.
2. Масініса Джерауд. Числове виявлення ключових геометричних параметрів, що поліпшують характеристику відцентрових насосів: робоче колесо, робоче колесо – спіральний відвід, робоче колесо-дифузор [Текст] / Масініса Джерауд, Гюх Дітоба Нгома, Валід Гхіе // Машинобудування. – 2011. – Вип. 2011. – С. 16.
3. Гюліх Йо. Ф. Відцентрові насоси / Йо.Ф. Гюліх. – Берлін : «Спрінгер», 2010. – 964 с.
4. ANSYS CFX 13.0 Теорія. Реліз 13.0 [Електронний ресурс]. – 2010. – 261 р.– Режим доступу : <http://www.ansys.com>.
5. Сотник М. І. Визначення ефективності експлуатації електромеханічних агрегатів [Текст] / М. І. Сотник, В. С. Бойко, М. М. Юрченко // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. — 2013. — №2. — С. 226-232.
6. Елин. А. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО “ВНИИАЭН”. Часть 2 / А. Елин, А. Кочевский, С. Луговая, А. Щеляев // Насосы и оборудование. – 2006. – Ч. 2. - № 2. - С. 18-21.

## REFERENCES

1. Ming-gao TAN, Hou-lin LIU, Shou-qi YUAN, Yong WANG, Kai WANG. (2009) Effects of Blade Outlet Width on Flow Field and Characteristics of a Centrifugal Pump. Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (2-6 August, 2009) / (pp. 51-60). Vail, Colorado USA.
2. Massinissa Djerroud, Guyh Dituba Ngoma, Walid Ghie. (2011). Numerical Identification of Key Design Parameters Enhancing the Centrifugal Pump Performance: Impeller, Impeller-Volute, and Impeller-Diffuser. Mechanical Engineering, Vol. 2011, pp.16.
3. Gülich, J.F. (2010). Centrifugal Pumps. Berlin: Springer.
4. Ansys inc., ANSYS-CFX, User Manual, USA, 2008.
5. Sotnyk, M.I., Boyko, V.S., Yurchenko, M.M. (2013). Vyznachennja efektyvnosti ekspluatatsii elektromehanichnyh agregativ [Definition of electromechanical units efficiency operation]. Elektromehanichni ta energozberigajuchi systemy. – Electromechanical and energysaving systems, 2, pp. 226-232 [in Ukrainian].
6. Mihailov, A.K., Maliushenko, V.V. (1977). Tsentrobegnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye [Centrifugal pumps. Theory, calculation and design]. Moskow: Mashinostroenie [in Russian].