

УДК 532.529

**В.В. ДУБРОВСЬКИЙ**, канд. техн. наук, **О.М. ПІДВИСОЦЬКИЙ**, канд. техн. наук (Інститут загальної енергетики НАН України, Київ)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВИХ ФОРСУНОК ГРАДИРЕНЬ І ШЛЯХИ ЇХ ПОКРАЩАННЯ

Проведено експериментальне дослідження гідравлічних характеристик відцентрових форсунок градирень. Дослідні дані проаналізовано і знайдено емпіричні узагальнюючі залежності для коефіцієнтів гідравлічного опору та витрати.

Гідравлічні характеристики відцентрових форсунок, до яких належать коефіцієнт гідравлічного опору  $\zeta$  та коефіцієнт витрати  $\mu$ , є важливими параметрами, які повинні враховуватися при проектуванні градирень. Ці величини визначають втрати тиску в магістралі, що підводить рідину, та продуктивність розбризкувальних пристроїв градирні.

Вивчення витратно-тискових характеристик відцентрових форсунок і знаходження площі заповнення рідиною сопла форсунки в процесі витікання, що необхідно для визначення коефіцієнта витрати, здійснювалось на експериментальному стенді [1]. В дослідях використовувались форсунки як малої, так і великої продуктивності, що працюють у градирнях.

Експерименти проводились із відцентровими форсунками, конструкція яких мала циліндричну камеру закручування, обмежену плоскими поверхнями, одна з яких містила отвір – сопло певної довжини. Канал, що підводив рідину, мав у перетині прямокутну форму. При вході в камеру закручування ширина каналу могла зменшуватись з метою підвищення швидкості потоку.

Методика досліджень гідравлічного опору форсунок полягала в наступному. Для кожної дослідної форсунки в усьому діапазоні визначальних параметрів знаходились витратно-тискові характеристики, тобто залежності  $Q$  від  $P$ . Далі обчислювали коефіцієнт гідравлічного опору форсунки за відомою формулою Вейсбаха [2]:

$$\zeta = 2PF_n^2 / (Q^2 \rho),$$

де  $F_n$  – площа перетину вхідного патрубку до звуження каналу, яке могло мати місце перед входом у камеру закручування форсунки;  $\rho$  – густина рідини.

Щодо пошуку коефіцієнта  $\mu$  витрати рідини з сопла форсунки, то треба зробити деякі попередні зауваження. Нагадаємо, що товщина  $\Delta$  кільця витікання рідини на зрізі сопла кожної окремої форсунки, як показали результати наших експериментів, не змінюється в дослідженому діапазоні витрат і тисків рідини, а змінюється

лише швидкість витікання води через кільце постійної площі на зрізі сопла.

З літератури [3, 4] відома формула, якою користуються для визначення коефіцієнта витрати рідини з форсунки

$$\mu = Q / (\pi (d_c / 2)^2 (2P / \rho)^{0.5}),$$

де  $d_c$  – діаметр сопла форсунки. В цій формулі обчислення виконуються з урахуванням усієї площі сопла, хоча відомо, що рідина витікає з відцентрової форсунки у вигляді кільця з утворенням внутрішнього повітряного вихору. Тому використання наведеної формули здається не досить фізичним.

У наших дослідях методика визначення коефіцієнта витрати базується на урахуванні реальної площі заповнення сопла рідиною, що витікає. Згідно з розробленою методикою коефіцієнт витрати  $\mu$  визначався як

$$\mu = Q / (F_k (2P / \rho)^{0.5}),$$

де  $F_k$  – площа кільця витікання рідини на зрізі сопла. Площа заповнення сопла форсунки водою визначалась за допомогою спеціально розробленого електроконтактного пристрою, принцип роботи якого описаний в [5]. Спеціальний координатний механізм дозволяв розташовувати вимірювальну голку-електрод пристрою в будь-якій точці сопла.

В процесі досліджень вивчався вплив на коефіцієнти  $\zeta$  та  $\mu$  режимів витікання води з форсунок та їх розмірних характеристик – геометричних параметрів відцентрових форсунок. Досліди проводились з різними діаметрами  $D_k$  камер закручування форсунок, діаметрами  $d_c$  сопл, площами  $F_{вх}$  каналу на вході в камеру закручування, довжинами  $L_c$  сопл форсунок, величинами плеча  $R$  закручування (відстані від осі форсунки до осі вхідного каналу) та числами Рейнольдса у вхідному патрубку. Площа  $F_{вх}$  (підтиск потоку на вході в камеру закручування) в експериментах змінювалась за рахунок різної ширини  $h$  вхідного каналу за його незмінної висоти. Число Рейнольдса визначалось за формулою  $Re = V_n d_n / \nu$ , де  $V_n$  – швидкість потоку

рідини у вхідному патрубку, яка обчислювалась за відомими витратою та площею  $F_{\text{вх}}$ ;  $d_{\text{п}}$  – еквівалентний діаметр вхідного патрубка, тобто такий, що відповідає площі каналу  $F_{\text{п}}$ ,  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

З метою узагальнення отриманих результатів параметри, що впливають на коефіцієнти  $\zeta$  і  $\mu$ , представлені в безрозмірному вигляді з використанням симплексів  $D_{\text{к}}/d_{\text{с}}$ ,  $L_{\text{с}}/d_{\text{с}}$ ,  $R/d_{\text{с}}$ ,  $F_{\text{вх}}/F_{\text{ф}}$ , де  $F_{\text{ф}}$  – площа заповнення рідиною камери закручування ( $F_{\text{ф}} = H_{\text{к}}(D_{\text{к}} - d_{\text{с}})/2$ ,  $H_{\text{к}}$  – довжина камери закручування).

В експериментах використовувались форсунки з діаметрами камер закручування  $D_{\text{к}} = 50, 100, 150$  та  $207$  мм і одним патрубком для підводу рідини.

### Експериментальні дослідження гідравлічного опору відцентрових форсунок та узагальнення дослідних даних

Для визначення витратно-тискових характеристик форсунок тиск води вимірювався за допомогою манометра, а витрата – за допомогою лічильника рідини за відомий час досліду. Форсунки з великою площею входу в камеру закручування були більш продуктивними, ніж форсунки з вузьким вхідним каналом. Форсунки з більшим діаметром сопла також забезпечували більшу продуктивність, ніж форсунки з меншим соплом.

У результаті проведених експериментів було встановлено, що найбільший вплив на коефіцієнт гідравлічного опору чинять діаметр камери закручування та діаметр сопла. Вплив цих факторів здається нам фізично зрозумілим, бо вони визначають не в останню чергу дію відцентрових сил у рідині, що обертається в камері закручування. Табл. 1 ілюструє приклад суттєвого впливу діаметра камери закручування геометрично подібних форсунок на коефіцієнти гідравлічного опору  $\zeta$ .

Таблиця 1. Коефіцієнти опору за різних  $D_{\text{к}}$

$D_{\text{к}}, \text{мм}$	$D_{\text{к}}/d_{\text{с}}$	$F_{\text{вх}}/F_{\text{ф}}$	$R/d_{\text{с}}$	$\zeta$
50	4	0,17	1,8	4760
100	4	0,21	1,8	304
207	3,98	0,2	1,7	20

На рис. 1 показано залежність коефіцієнта  $\zeta$  від відношення площі  $F_{\text{вх}}$  вхідного каналу до площі  $F_{\text{ф}}$  форсунки ( $D_{\text{к}} = 100$  мм;  $d_{\text{с}}$ , мм: криві 1 – 20; 2 – 30; 3 – 45).

Експерименти показали, що коефіцієнт  $\zeta$  зменшується зі збільшенням відношення  $F_{\text{вх}}/F_{\text{ф}}$ ,

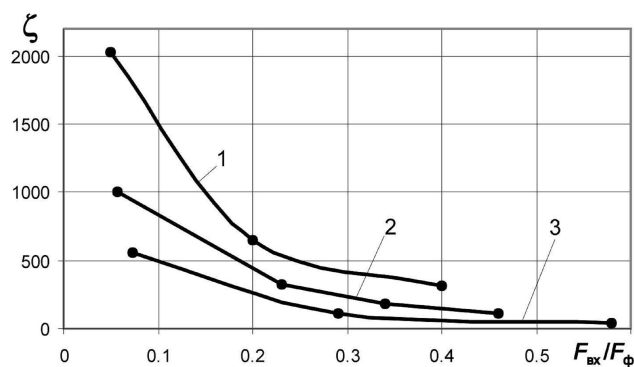


Рис. 1

при цьому ця залежність є більш суттєвою для форсунок з меншим діаметром сопла (крива 1) та за малих значень  $F_{\text{вх}}/F_{\text{ф}}$ .

Рис. 2 ілюструє залежність коефіцієнта гідравлічного опору від двох параметрів відцентрової форсунки ( $D_{\text{к}} = 100$  мм): діаметра сопла та ширини каналу  $h$  на вході в камеру закручування. Зі зменшенням діаметра сопла, а також зі зменшенням ширини вхідного каналу коефіцієнт  $\zeta$  збільшується. Отже, найбільший гідравлічний опір чинять форсунки з малим діаметром сопла та вузьким каналом при вході в камеру закручування. Але потрібно звернути увагу на таке. Досліди показали, що у форсунки з невеликим підтиском потоку (широкий канал на вході,  $h = 20$  мм,  $D_{\text{к}} = 100$  мм) зменшення діаметра сопла удвічі (з 40 до 20 мм) призводить до збільшення гідравлічного опору форсунки майже у п'ять разів, а таке ж зменшення діаметра сопла удвічі при  $h = 2,5$  мм (вузький канал) збільшує коефіцієнт гідравлічного опору лише у три рази. Величина підтиску потоку на вході в камеру закручування впливає на коефіцієнт  $\zeta$  майже пропорційно. Якщо звужити канал удвічі з  $h = 20$  мм до  $h = 10$  мм, або у вісім разів з  $h = 20$  мм до  $h = 2,5$  мм, то це

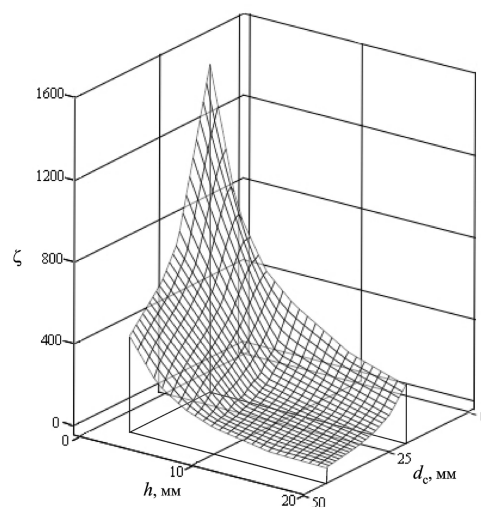


Рис. 2

призводить майже до такого ж підвищення коефіцієнта гідравлічного опору для усіх діаметрів сопел.

Аналіз отриманих результатів показав, що довжина сопла в дослідженому діапазоні  $0,13 \leq L_c/d_c \leq 1$  практично не впливає на коефіцієнт  $\zeta$ .

З літератури [2] відомо, що при малих числах  $Re$  його величина чинить певний вплив на значення коефіцієнтів гідравлічного опору, але при великих числах  $Re$  (турбулентному режимі течії), коли сили в'язкості майже не впливають на опір, коефіцієнт  $\zeta$  залежить не від  $Re$ , а лише від геометрії поверхонь каналів. У реальних відцентрових форсунках має місце турбулентний режим течії рідини. Проведені дослідження підтвердили незмінність коефіцієнта  $\zeta$  за різних режимів витікання води (за різних тисків і витрат) для окремої форсунки.

На основі проведених експериментів було накопичено великий об'єм даних щодо коефіцієнтів гідравлічного опору відцентрових форсунок у широкому діапазоні геометричних характеристик форсунок та режимів витікання рідини. В цілому було проведено 38 серій дослідів. Отримані дані детально проаналізовано і узагальнено у вигляді безрозмірних залежностей, які можуть бути використані в інженерній практиці.

Аналіз результатів дослідів показав, що, як було зазначено вище, габаритні розміри форсунок (тобто діаметр камери закручування) безпосередньо і помітно впливають на відцентрові сили, що діють у камері, і відповідно на величину коефіцієнта  $\zeta$ . Саме для цього при узагальненні даних, окрім симплексів  $D_k/d_c$ ,  $R/d_c$ ,  $F_{вх}/F_{ф}$ , було введено число Галілея  $Ga$ , яке враховує діаметр камери закручування форсунок ( $Ga = 10^{-9} g D_k^3/v^2$ ,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння). В результаті було отримано емпіричну залежність

$$\zeta = 785 (D_k/d_c)^{-0,55} (F_{вх}/F_{ф})^{-0,84} (R/d_c)^{2,29} Ga^{-1,22} \quad (1)$$

при  $2 \leq D_k/d_c \leq 5$ ;  $0,05 \leq F_{вх}/F_{ф} \leq 0,76$ ;  $0,7 \leq R/d_c \leq 2,44$ ;  $1,23 \leq Ga \leq 87$ .

Аналіз формули (1) показує, що найбільший вплив на коефіцієнт гідравлічного опору чинять величини  $D_k$ ,  $R$  і  $d_c$  ( $\zeta = f(D_k^{-4,21}, R^{2,29}, d_c^{-1,74})$ ).

На рис. 3 показано, як експериментальні дані  $\zeta_0$  узгоджуються з розрахунковими  $\zeta_p$  за формулою (1). Лише дві точки з 38-и осереднених значень мають максимальне відхилення порядку 20%. Середньоквадратичне відхилення експериментальних даних від емпіричної залежності становить 5%.

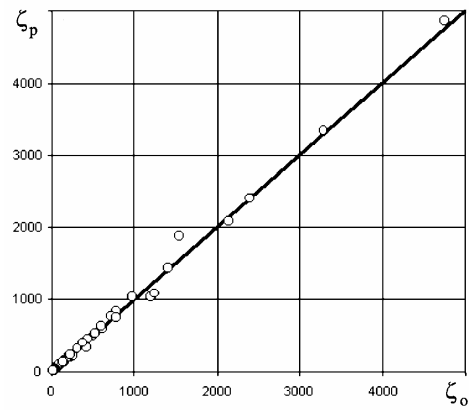


Рис. 3

Вивчався також вплив конструктивних особливостей відцентрових форсунок на коефіцієнт гідравлічного опору. Зокрема, було проведено дослідження з форсунками, які мали різну довжину камери закручування, різну кількість (один або два) вхідних каналів та різну кількість вихідних отворів – одне або два сопла, розташованих по обидві сторони камери закручування.

**Вплив довжини камери закручування.** Було проведено експерименти з форсунками з  $D_k = 100 \text{ мм}$  та довжиною камери закручування 50, 75 і 100 мм. Дослідження показали, що зі збільшенням довжини камери коефіцієнт гідравлічного опору зменшується, і це – експериментальний факт, хоча не зовсім зрозумілий. Так, збільшення довжини камери удвічі призводило до зменшення коефіцієнта  $\zeta$  приблизно у 1,2 рази. Водночас зменшення коефіцієнта гідравлічного опору повинно призвести до збільшення витрати рідини через форсунку, що підтверджується дослідженнями: за однакового тиску в магістралі форсунки з більшою довжиною камери закручування мали більшу витрату рідини. Зазначимо, що якісно подібний характер впливу довжини сопла на витратні характеристики форсунок описується в [3], де стверджується, що коефіцієнт витрати форсунки з подовженою камерою закручування збільшується. Крім того, у [3] відзначається, що у форсунок з великою довжиною камери закручування течія рідини у камері набуває більш складного характеру порівняно з форсунками з малою довжиною камери.

**Вплив кількості вхідних каналів.** У дослідженнях було використано форсунки ( $D_k = 50 \text{ мм}$ ) з одним та двома вхідними каналами. При цьому для цих двох типів форсунок ширина  $h$  вхідних каналів і загальна площа на вході в камеру були однаковими. Дослідження показали, що у форсунки з двома вхідними каналами коефіцієнт гідравлічного опору зменшився в 1,2–1,3 рази порівняно з форсункою з одним вхідним каналом.

**Вплив кількості сопел у форсунки.** Було проведено експерименти з форсунками з одним або двома соплами ( $D_k = 50$  мм,  $d_c = 20, 15$  і  $12,5$  мм та  $h = 10$  і  $20$  мм). Досліди показали, що коефіцієнт гідравлічного опору форсунок з двома соплами зменшувався в 1,2–1,5 рази порівняно з односопловою форсункою. Розбіжність у величині  $\zeta$  залежала від діаметра сопла та величини підтиску рідини. На форсунках із більшим підтиском ( $h = 10$  мм) зі зменшенням діаметра сопла різниця в коефіцієнтах  $\zeta$  стає більш суттєвою. На форсунках із меншим діаметром сопла та меншою величиною підтиску різниця в коефіцієнтах  $\zeta$  стає ще більшою.

### Експериментальні дослідження коефіцієнта витрати рідини відцентрових форсунок та узагальнення дослідних даних

В літературі [3, 4] відмічається, що коефіцієнт витрати  $\mu$  залежить лише від геометричних розмірів форсунки і є функцією геометричної характеристики  $A = \pi R r_c / F_{вх}$ , де  $r_c$  – радіус сопла. Проте в цих же роботах наводяться дані, що для форсунок різного конструктивного виконання залежність  $\mu = f(A)$  не є однозначною. Дійсно, це підтверджується і нашими експериментами. У табл. 2, як приклад, наведено дані для двох форсунок, які мають однакові геометричні характеристики  $A$ , але помітно відрізняються (у 1,2 рази) коефіцієнтами витрати.

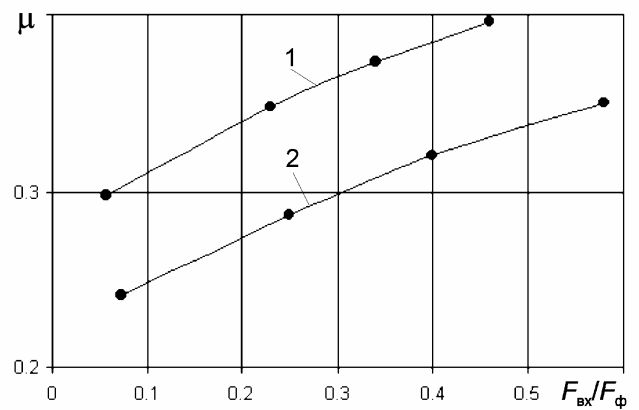
Тому на підставі детального аналізу факторів, які впливають на коефіцієнт витрати, нами було виявлено симплекси  $D_k/d_c$ ,  $L_c/d_c$ ,  $R/d_c$  та  $F_{вх}/F_\phi$ , які однозначно визначають величину коефіцієнта  $\mu$ .

**Таблиця 2.** Неоднозначність залежності коефіцієнта витрати від геометричної характеристики

$D_k$ , мм	$d_c$ , мм	$h$ , мм	$F_{вх}$ , мм <sup>2</sup>	$A$	$\mu$
100	45	20	800	3,53	0,33
100	20	10	400	3,53	0,4

Експерименти показали, що коефіцієнт витрати кожної окремої форсунки залишався незмінним у дослідженому діапазоні тиску і витрат. Досліди також показали, що на відміну від коефіцієнта гідравлічного опору  $\zeta$ , який практично не залежав від довжини сопла, на коефіцієнт витрати  $\mu$  довжина сопла мала (хоча і невеликий) вплив.

На рис. 4 показано вплив відношення  $F_{вх}/F_\phi$  на коефіцієнт витрати ( $D_k = 100$  мм;  $d_c$ , мм: криві 1 – 30; 2 – 45). Коефіцієнт збільшується з ростом  $F_{вх}/F_\phi$  та зменшенням діаметра сопла.

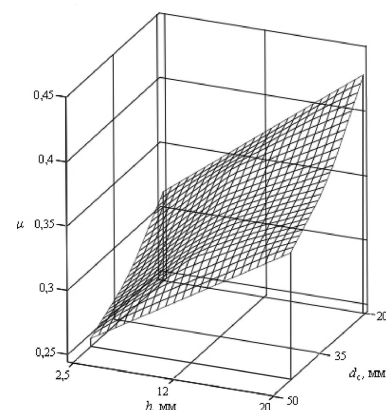


**Рис. 4**

В результаті експериментів було виявлено, що діаметр камери закручування майже не впливає на коефіцієнт витрати, а для геометрично подібних форсунок коефіцієнти  $\mu$  мають практично однакові значення попри їх різні розміри.

Слід відзначити, що, як показали проведені дослідження, коефіцієнти заповнення сопла  $F_k/F_c$  (тут  $F_c$  – площа сопла) для геометрично подібних форсунок мають однакові значення (див. (3)). Збільшення площі заповнення сопла рідиною (тобто збільшення коефіцієнта заповнення сопла) завжди призводило до збільшення коефіцієнта витрати.

На рис. 5 наведено залежність коефіцієнта витрати від діаметра сопла форсунки та ширини каналу  $h$  на вході в камеру закручування ( $D_k = 100$  мм). Зі збільшенням  $d_c$  коефіцієнт  $\mu$  зменшується. Вірогідно, цю залежність можна пояснити так: попри те, що зі збільшенням діаметра сопла товщина кільця витікання та його площа збільшуються [5], коефіцієнт заповнення сопла рідиною  $F_k/F_c$  зменшується. Причиною цього є більше зростання  $F_c$  порівняно з  $F_k$ . При цьому зменшується і коефіцієнт витрати. Збільшення площі каналу на вході в камеру закручування призводить до збільшення коефіцієнта  $\mu$ . Це можна пояснити тим, що зі збіль-



**Рис. 5**

шенням  $h$  товщина кільця витікання  $i$ , відповідно, площа витікання рідини збільшується. При цьому збільшуються коефіцієнт заповнення сопла і коефіцієнт витрати.

Отримані дані (79 серій дослідів) з визначення коефіцієнта  $\mu$  було узагальнено у вигляді безрозмірних залежностей. В обробці використовувались симплекси  $D_k/d_c$ ,  $F_{вх}/F_\phi$ ,  $R/d_c$  та  $L/d_c$ . В результаті отримано залежність

$$\mu = 0,204 (D_k/d_c)^{0,7} (F_{вх}/F_\phi)^{0,12} (R/d_c)^{-0,36} (L/d_c)^{0,06} \quad (2)$$

при  $2 \leq D_k/d_c \leq 5$ ;  $0,05 \leq F_{вх}/F_\phi \leq 0,63$ ;  $0,8 \leq R/d_c \leq 2,44$ ;  $0,13 \leq L/d_c \leq 1,2$ .

Як впливає з формули (2), коефіцієнт  $\mu$  насамперед залежить від величин  $D_k$ ,  $d_c$  та  $R$  ( $\mu = f(D_k^{0,7}, d_c^{-0,4}, R^{-0,36})$ ).

Рис. 6 ілюструє співставлення експериментальних значень коефіцієнта витрати  $\mu_0$  з розрахунковими  $\mu_p$  за формулою (2). Лише декілька точок з 79-и осереднених значень мають максимальне відхилення близько 10%. Середньоквадратичне відхилення експериментальних даних від емпіричної залежності становить 2,9%.

За результатами експериментів можна зробити деякі висновки щодо взаємозв'язку коефіцієнтів  $\zeta$  і  $\mu$ . Залежно від конструктивних особливостей форсунок зменшення коефіцієнта гідравлічного опору може призвести як до зменшення коефіцієнта витрати, так і до його збільшення.

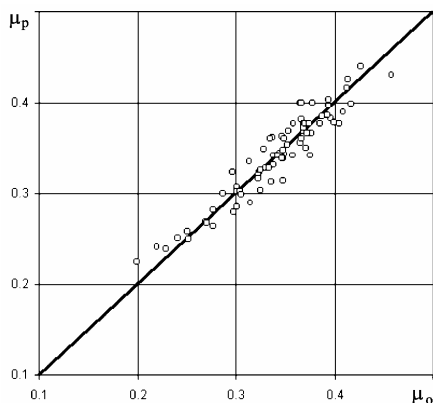


Рис. 6

Якщо у форсунки зменшувати сопловий отвір, то при цьому збільшуватимуться коефіцієнт гідравлічного опору та коефіцієнт витрати. Причому у форсунок з великими розмірами камери закручування ( $D_k = 100$  і  $207$  мм) незначне збільшення коефіцієнта  $\zeta$  призводить до досить значного росту коефіцієнта  $\mu$ . Якщо ж у форсунки зменшувати площу каналу на вході в камеру, то при цьому буде збільшуватися коефіцієнт гідравлічного опору (рис. 2), а коефіцієнт витрати помітно зменшуватиметься (рис. 5).

### Практичне застосування результатів досліджень

Отримана формула (2) дозволяє визначити істинний коефіцієнт витрати  $\mu$ , який розраховується за площею  $F_k$  кільця витікання рідини з сопла форсунки, а не за всією площею сопла, як це визначається загальноприйнятою в літературі формулою. Величина  $F_k$  знаходиться за отриманою нами емпіричною формулою [6]

$$F_k = F_c (0,072 (D_k/d_c)^{2,17} (F_{вх}/F_\phi)^{0,24} (R/d_c)^{-1,49} (L/d_c)^{-0,09}) \quad (3)$$

при  $2 \leq D_k/d_c \leq 5$ ;  $0,05 \leq F_{вх}/F_\phi \leq 0,76$ ;  $0,7 \leq R/d_c \leq 2,44$ ;  $0,13 \leq L/d_c \leq 1$ .

За допомогою отриманих залежностей (2) і (3) можна знайти продуктивність  $Q$  форсунки за фіксованого тиску  $P$

$$Q = \mu F_k \sqrt{2P/\rho} \quad (4)$$

В свою чергу, використовуючи формулу (1), можна визначити коефіцієнт гідравлічного опору обраної форсунки з певними геометричними параметрами. Визначивши її витратні характеристики за формулою (4), можна знайти необхідний тиск перед форсункою

$$P = \zeta Q^2 \rho / (2F_\Pi^2).$$

Таким чином, отримані результати досліджень дозволяють підібрати відцентрові форсунки за геометричними параметрами, розрахувати їх продуктивність та необхідний тиск у магістралі.

1. Шрайбер О.А., Дубровський В.В., Підвисоцький О.М., Шрайбер К.О. Оптимізація режиму охолодження циркуляційної води у бризкальних градирнях // Проблеми загальної енергетики. – 2007. – № 16. – С. 81–86.
2. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
3. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.В., Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.
4. Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки. – Л.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
5. Дубровский В.В., Подвисоцкий А.М. Исследование геометрических характеристик факела распыла центробежных форсунок // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1. – С. 45–48.
6. Дубровский В.В., Подвисоцкий А.М., Баитовой А.И. и др. Особенности диспергирования жидкости при взаимодействии факелов распыла из центробежных форсунок // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 4. – С. 39–44.