

## КОЕФІЦІЄНТ ВИТРАТИ ВХІДНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ НАСАДОК З ОРТОГОНАЛЬНИМ БІЧНИМ ВИХОДОМ СТРУМЕНЯ У ТРУБОПРОВІД-ЗБИРАЧ

### THE EXPENSE RATIO OF INPUT CYLINDRICAL NOZZLES WITH ORTHOGONAL OUTPUT SIDE OF THE JET IN THE COLLECTOR-PIPELINE

*Отримано експериментальні залежності коефіцієнта витрати вхідних циліндричних насадок з ортогональним бічним виходом струменя від критерія Рейнольдса, співвідношення діаметрів насадок і трубопровода-збирача, кута між напрямками руху основного потоку в трубопроводі-збирачі і струменя, що приєднується до нього. Наведено значення критерію Рейнольдса, вище яких коефіцієнт витрати є автомодельним за числом Рейнольдса. Виявлено, що на коефіцієнт витрати більше впливає співвідношення діаметрів отворів насадки і трубопровода-збирача, ніж значення кута між напрямками руху потоків. Значення коефіцієнта витрати істотно змінюється у залежності від значень співвідношення діаметрів насадок і трубопровода-збирача.*

*Ключові слова: вхідна циліндрична насадка, кут приєднання струменів, співвідношення діаметрів насадки і трубопровода-збирача.*

#### Вступ

Трубопроводи-збирачі, в яких реалізуються напірні потоки зі шляховим приєднанням рідини, застосовуються у витяжних системах вентиляції, водопостачанні, водовідведенні, водопровідних та каналізаційних очисних спорудах, осушувальних дренажних системах тощо.

Точний гідравлічний розрахунок таких трубопроводів можна зробити лише за закономірностями гідравліки змінної витрати [1]. У роботах [2-3] представлено теоретичний метод розрахунку трубопроводів-збирачів, які прокладено у потоці рідини, що омиває їх ззовні. В отриманих формулах беруться до уваги всі геометричні параметри трубопроводів-збирачів і гідродинамічні характеристики внутрішнього та зовнішнього потоків рідин, а також кут між напрямком руху приєднуваного струменя та напрямком течії основного потоку в трубопроводі-збирачі. Виходячи з теоретичних залежностей [2—3], нерівномірність притоку рідини до трубопровода-збирача можна зменшувати регулюванням кута між напрямками руху приєднуваного струменя та основного потоку в трубопроводі-збирачі.

У роботах [4, 5] автори наводять результати експериментального дослідження потоку, що відводився з циліндричної труби під кутом до її поздовжньої осі. Однак у публікації [4] потік додатково закручували двома тангенціальними завихрувачами, встановленими відокремлено одне від одного в трубі. Окрім того, на потік діяли потоком повітря у торцевій ділянці труби. В праці [5] досліджено потік рідини у кавітаційному та безкавітаційному режимах, який відводився під кутом  $60^\circ$ — $120^\circ$  до осі труби. Закручування потоку та інжекція

в нього повітря у роботі [4] та створення кавітаційного режиму у роботі [5] спричиняли зміну гідравлічного опору. Таким чином отримували зміну значення коефіцієнта витрати досліджуваних насадок.

У роботі [6] досліджується числовий вплив кута набігання на стінку резервуара ламінарного вільного затопленого струменя розігрітого рідкого мазуту.

Розроблено насадку, з якої вихідний струмінь відводиться назовні під кутом  $90^\circ$  до її поздовжньої осі. Така конструкція враховує взаємодію приєднуваного струменя з основним потоком, що рухається у трубопроводах-збирачах та не обтяжена додатковими гідравлічними опорами.

Мета роботи — отримати експериментальні залежності для значення коефіцієнта витрати  $\mu$  вхідної циліндричної насадки з ортогональним бічним виходом струменя залежно від критерію Рейнольдса  $Re_d$ , кута  $\beta$  приєднання струменя до основного потоку, а також співвідношення діаметрів вихідного отвору насадки і трубопровода-збирача.

#### Основні дослідження

Дослідження проведено на експериментальному стенді, що дозволяв відслідковувати перебіг води з вхідних циліндричних насадок під дією напору, який змінювали у межах від 0,0 до 17,0 м. Напори, менші ніж 2,2 м, вимірювали з точністю до 0,5 мм р'езометром з ціною поділок шкали 1,0 мм. Напори, що перевищували 2,2 м, вимірювали манометром МТИ з класом точності 0,6 із ціною поділки 0,02 кгс/см<sup>2</sup>.

Досліджувалися вхідні циліндричні насадки з ортогональним бічним виходом струменя у трубопроводі-збирачі (рисунк 1). У таблиці 1 наведено геометричні характеристики досліджуваних вхідних насадок. Діаметр бічного вихідного отвору насадки дорівнює її внутрішньому діаметру.

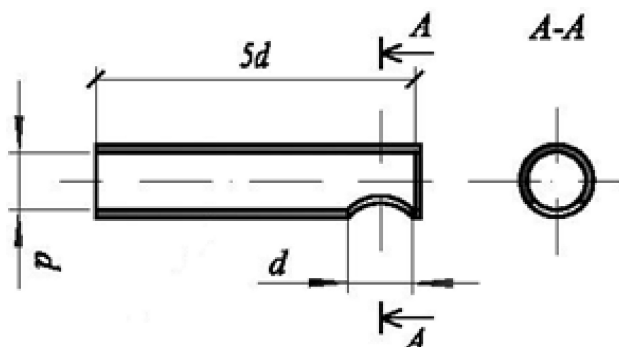


Рисунок 1 — Вхідна циліндрична насадка з ортогональним бічним виходом

Конструкцію вхідних насадок обрано з конструктивних міркувань для спрощення встановлення їх у трубопроводі-збирачі. До того ж отримано меншу взаємодію з основним потоком у трубопроводі-збирачі.

Насадки вмонтовувалися у патрубок, який імітував трубопроводі-збирачі (рисунк 2). Їх встановлювали з можливістю повертання відносно своєї поздовжньої осі для забезпечення різних кутів приєднання  $\beta$  (рисунк 3). Куту  $\beta$  надавали значень:  $0^\circ$ ;  $45^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $135^\circ$ ;  $180^\circ$ .

### Математична обробка результатів дослідних даних

Фактичну витрату води з вхідної циліндричної насадки встановлювали об'ємним способом. Перебіг об'єму води  $W$  за час  $t$  через насадку знаходили ваговим способом за допомогою електронної ваги з подальшим визначенням витрат за формулою

$$Q_e = W/t \quad (1)$$

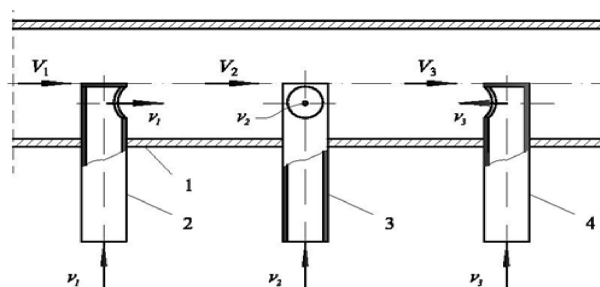


Рисунок 2 — Фрагмент трубопроводів-збирачів з насадками, встановленими з різними значеннями кутів  $\beta$ : 1 — ТЗ, 2 — насадка з кутом відведення  $\beta = 0^\circ$ , 3 — насадка з кутом відведення  $\beta = 90^\circ$ ; 4 —  $\beta = 180^\circ$ ;  $V_1, V_2, V_3$  — швидкості потоків у трубопроводах-збирачах;  $v_1, v_2, v_3$  — швидкості струменів на виході з насадок

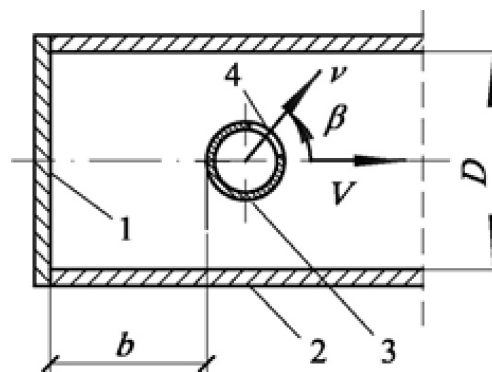


Рисунок 3 — Схема відліку кута  $\beta$ : 1 — заглушка, 2 — патрубок, 3 — вхідна насадка, 4 — вихідний отвір,  $V$  — швидкість потоку в трубопроводі збирачі;  $v$  — швидкість струменя на виході з насадки

Теоретичну витрату від перебігу води через дану насадку знаходимо за формулою

$$Q = 3,14 d^2 / V \sqrt{2gp} \quad (2)$$

де  $d$  — діаметр вхідного отвору насадки,  $g$  — прискорення вільного падіння,  $H$  — напір на виході з вихідного отвору насадки,  $p$  — гідравлічний напір.

Таблиця 1

Діаметр, мм		Співвідношення діаметрів $d/D$	Відносна відстань насадки від заглушки торця трубопроводу-збирача, $b/D$
$D$	$d$		
45,01	13,01	0,289	0,49
45,01	15,6	0,347	0,24
20,18	8,024	0,398	1,55
11,28	4,83	0,428	1,1
22,01	10,01	0,455	1,36

Коефіцієнт витрати отримали зі співвідношення

$$\mu = \frac{Q_e}{Q} \quad (3)$$

**Результати експериментальних досліджень**

На основі математичної обробки експериментальних даних, побудовано аналітичні залежності коефіцієнта витрати вхідних циліндричних насадок  $\mu$  від значення критерію Рейнольдса  $Re_d$  (рисунки 4—8), кута приєднання струменя до основного потоку  $\beta$  (рисунок 9), співвідношення діаметрів вихідного отвору насадки і трубопровода-збирача  $d/D$  (рисунок 10).

Показані залежності  $\mu = f(Re)$  відображають співвідношення діаметрів  $d/D = 0,289; 0,347; 0,398; 0,428; 0,455$  при значенні кута приєднання струменя  $\beta = 0^\circ; 45^\circ; 90^\circ; 135^\circ; 180^\circ$ .

Для кожного співвідношення  $d/D$ , отримано найбільше і найменше значення коефіцієнта витрати  $\mu$  при  $\beta = 0^\circ$  та при  $\beta = 135^\circ$ , відповідно (рисунок 9, таблиця 2). Найменше змінюється коефіцієнт витрати насадки при  $d/D = 0,289$ , а найбільше у межах значень  $d/D$  від 0,35 до 0,40 (рисунок 10, таблиця 2).

Експериментально отримано залежність для визначення коефіцієнта  $\mu$

$$\mu = a + \frac{b - a}{(1 + \frac{Re_d}{c})^p} \quad (4)$$

де  $a$  —  $\mu_{екв}$ , значення коефіцієнта витрати, для якого створюється автономний режим руху рідини у насадці, тобто  $\mu_{екв} = const$ ;  $b, c, p$  — емпіричні коефіцієнти;  $Re_d$  — число Рейнольдса.

Відносну зміну значення коефіцієнта визначимо за формулою

$$\psi = \frac{\mu_{фор} - \mu_{екс}}{\mu_{екс}} \cdot 100 \% \quad (5)$$

де  $\mu_{екс}$ ,  $\mu_{фор}$  — експериментальний коефіцієнт витрати циліндричної насадки та розрахований за формулою (5) відповідно.

У таблиці 4 представлено порівняння ефективності  $\psi$  експериментальних значень коефіцієнта витрати вхідної циліндричної насадки  $\mu$  та отриманих по формулі (6) для кута приєднання струменя  $\beta = 0^\circ; 45^\circ; 90^\circ; 135^\circ; 180^\circ$  при різних співвідношеннях  $d/D = 0,289; 0,347; 0,398; 0,428; 0,455$ . Відносна зміна коефіцієнта витрати

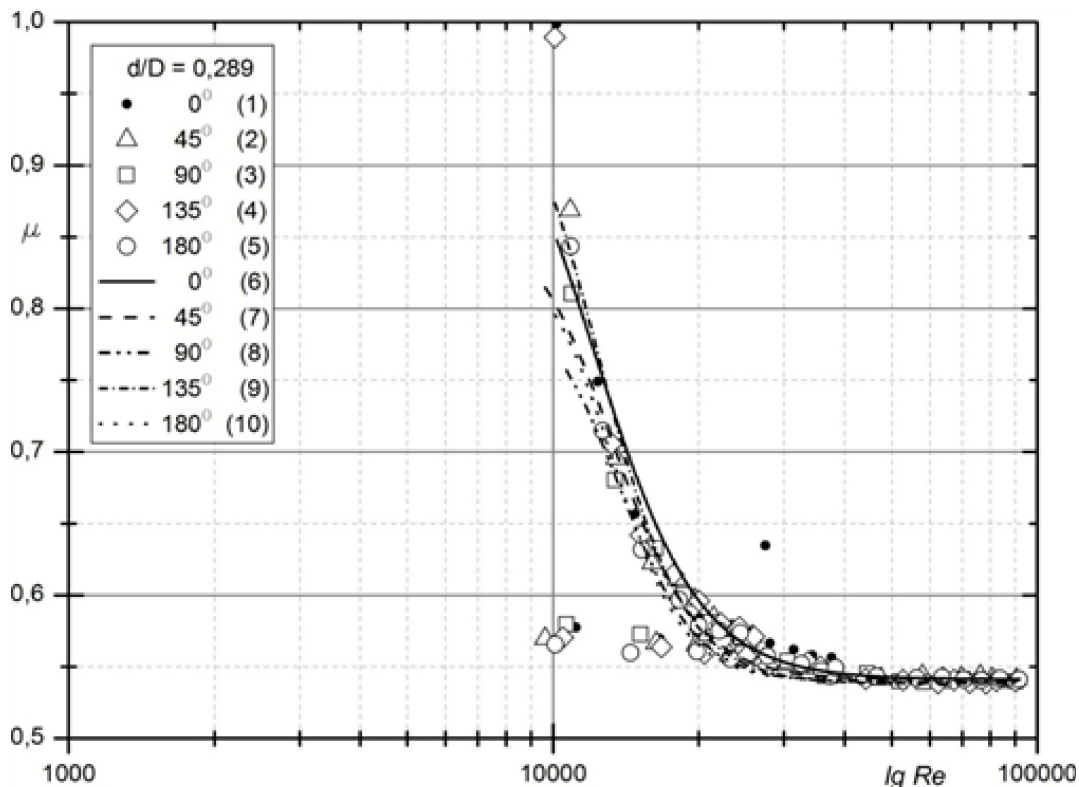


Рисунок 4 — Залежність  $\mu = f(Re)$  для співвідношення  $d/D = 0,289$  при  $\beta: 1,6 - 0^\circ; 2,7 - 45^\circ; 3,8 - 90^\circ; 4,9 - 135^\circ; 5,10 - 180^\circ$ .

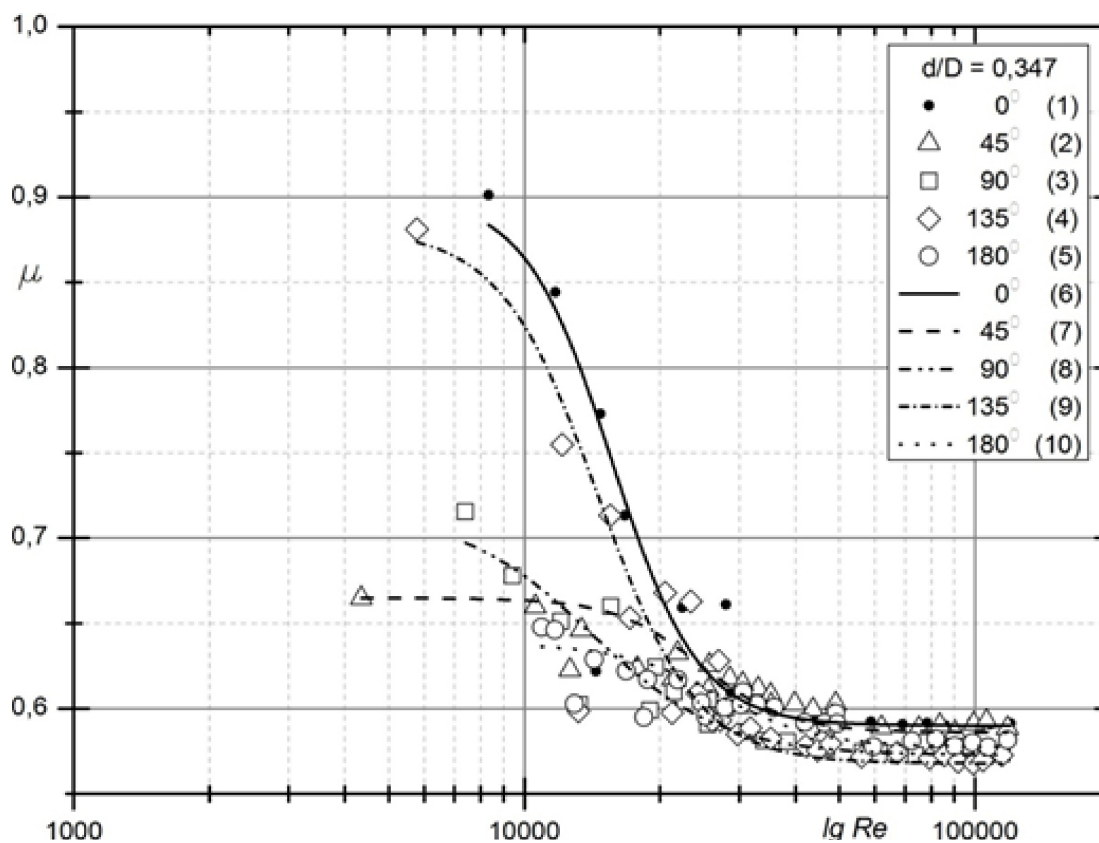


Рисунок 5 — Залежність  $\mu = f(Re)$  для співвідношення  $d/D = 0,347$   
при  $\beta$ : 1,6 —  $0^\circ$ ; 2,7 —  $45^\circ$ ; 3,8 —  $90^\circ$ ; 4,9 —  $135^\circ$ ; 5,10 —  $180^\circ$ .

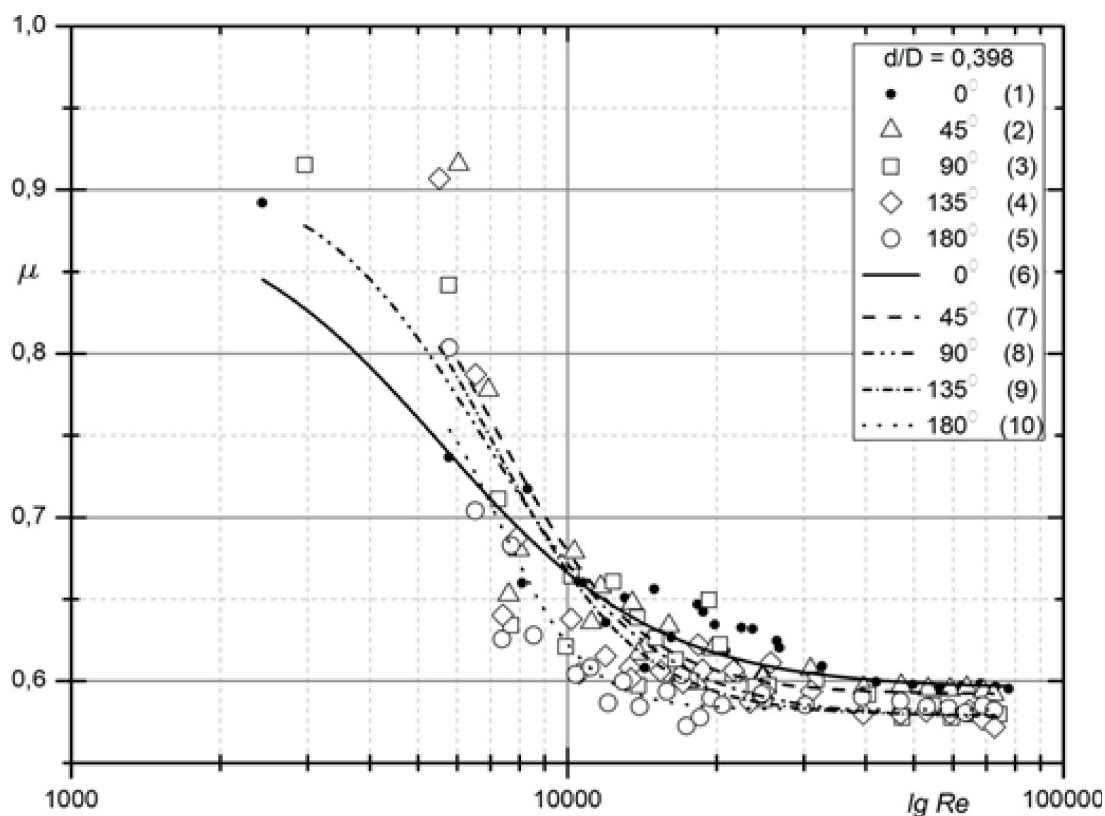


Рисунок 6 — Залежність  $\mu = f(Re)$  для співвідношення  $d/D = 0,398$   
при  $\beta$ : 1,6 —  $0^\circ$ ; 2,7 —  $45^\circ$ ; 3,8 —  $90^\circ$ ; 4,9 —  $135^\circ$ ; 5,10 —  $180^\circ$ .

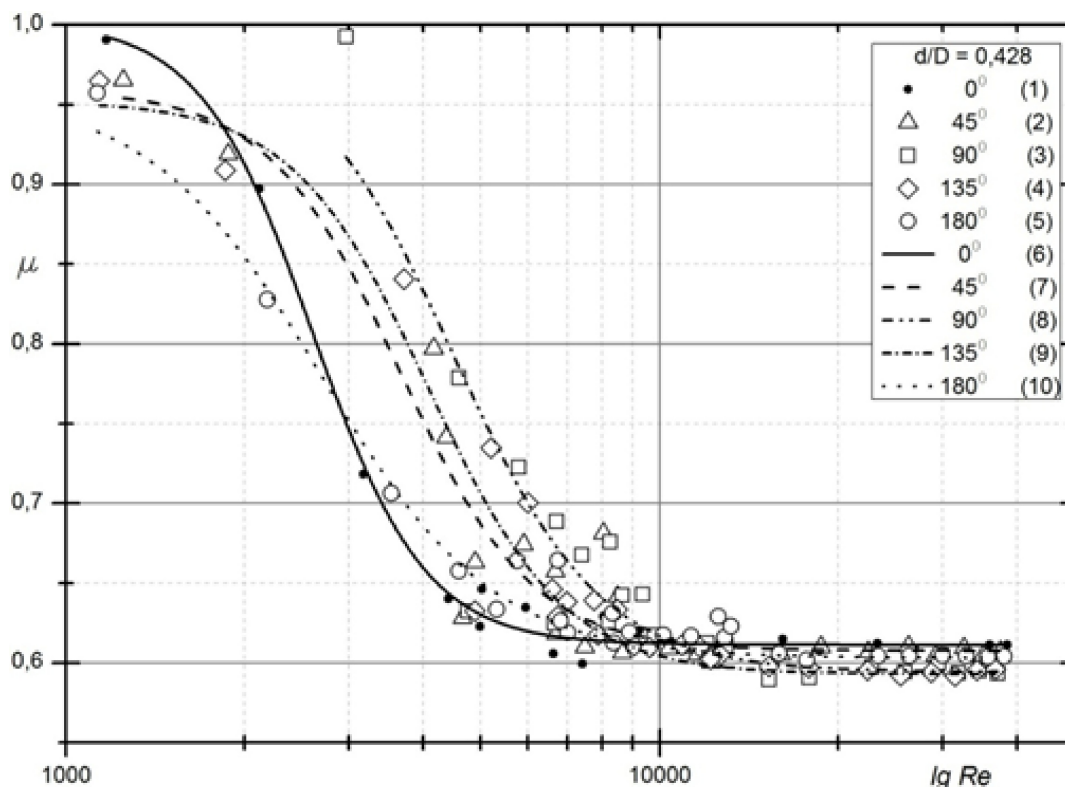


Рисунок 7 — Залежність  $\mu = f(\text{Re})$  для співвідношення  $d/D = 0,428$   
при  $\beta$ : 1,6 —  $0^\circ$ ; 2,7 —  $45^\circ$ ; 3,8 —  $90^\circ$ ; 4,9 —  $135^\circ$ ; 5,10 —  $180^\circ$ .

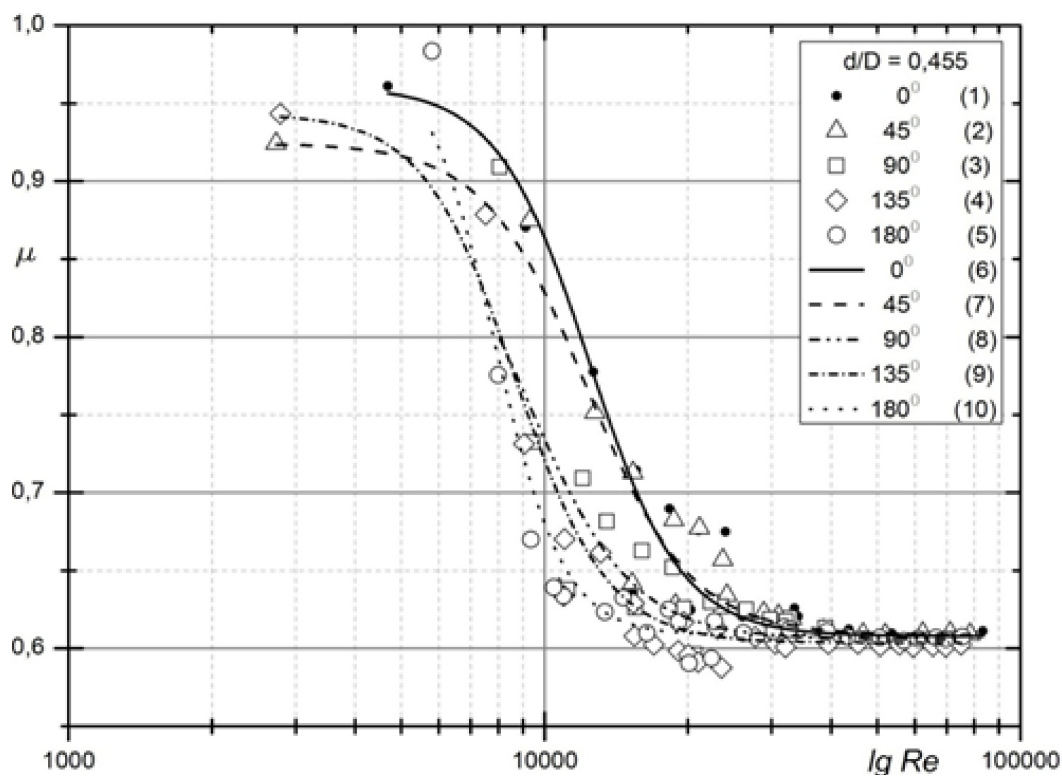


Рисунок 8 — Залежність  $\mu = f(\text{Re})$  для співвідношення  $d/D = 0,455$   
при  $\beta$ : 1,6 —  $0^\circ$ ; 2,7 —  $45^\circ$ ; 3,8 —  $90^\circ$ ; 4,9 —  $135^\circ$ ; 5,10 —  $180^\circ$ .

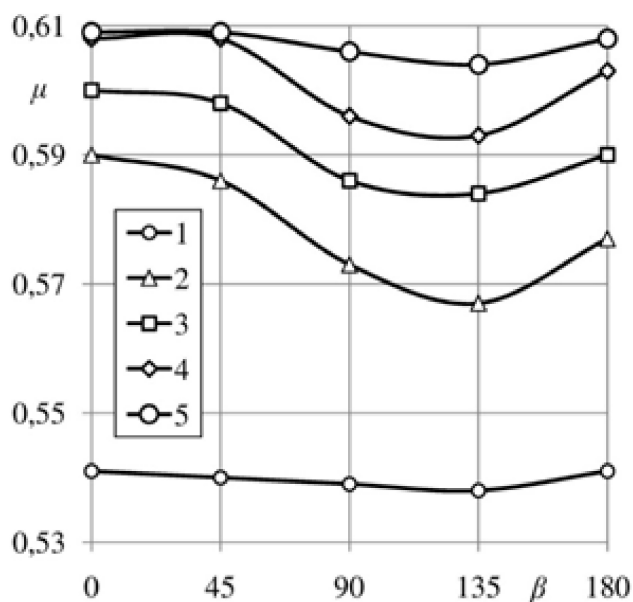


Рисунок 4 — Залежність  $\mu = f(Re)$  для різних співвідношення  $d/D$ : 1 — 0,289; 2 — 0,347; 3 — 398; 4 — 428; 5 — 455

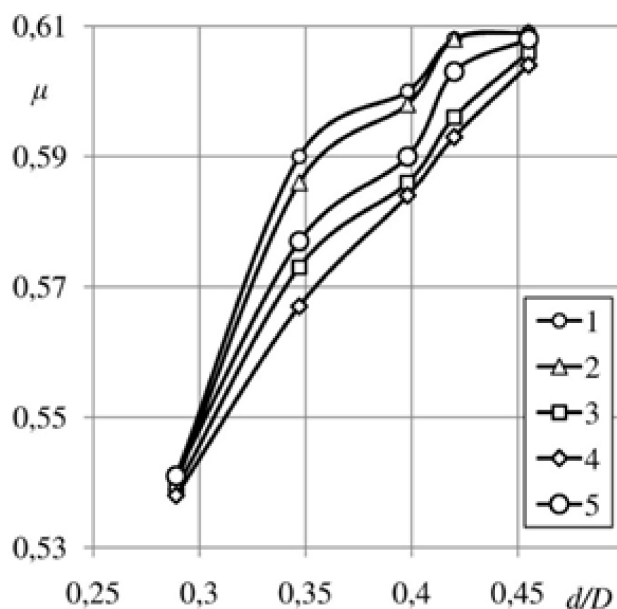


Рисунок 4 — Залежність  $\mu = f(d/D)$  для різних кутів приєднання струменя  $\beta$ :  $0^\circ$  — (1);  $45^\circ$  — (2);  $90^\circ$  — (3);  $135^\circ$  — (4);  $180^\circ$  — (5)

Таблиця 2 — Порогові значення Рейнольдса, при яких значення  $\mu$  є автотельними за критерієм  $Re$  залежно від кута  $\beta$

Діаметри, мм		Співвідношення діаметрів, $d/D$	Кут приєднання, $\beta$				
			0	45	90	135	180
ТЗ, $D$	Насадки, $d$		$\frac{\mu}{Re_{пор}}$				
45,01	13,01	0,289	<u>0,541</u> 40000	<u>0,540</u> 40000	<u>0,539</u> 30000	<u>0,538</u> 30000	<u>0,541</u> 30000
45,01	15,6	0,347	<u>0,590</u> 40000	<u>0,586</u> 50000	<u>0,573</u> 40000	<u>0,567</u> 40000	<u>0,577</u> 50000
20,18	8,024	0,398	<u>0,600</u> 40000	<u>0,598</u> 30000	<u>0,586</u> 40000	<u>0,584</u> 30000	<u>0,590</u> 20000
11,28	4,83	0,428	<u>0,608</u> 9000	<u>0,608</u> 9000	<u>0,594</u> 10000	<u>0,593</u> 11000	<u>0,603</u> 10000
22,01	10,01	0,455	<u>0,609</u> 30000	<u>0,609</u> 30000	<u>0,606</u> 30000	<u>0,604</u> 20000	<u>0,608</u> 20000

Таблиця 3 — Емпіричні коефіцієнти для формули (4)

Емпіричні коефіцієнти	Кут приєднання струменя $\beta$				
	Співвідношення діаметрів $d/D$				
	$0^\circ$	$45^\circ$	$90^\circ$	$135^\circ$	$180^\circ$
	$(d / D) = 0,289$				
a	0,541	0,541	0,593	0,538	0,541
b	0,999	0,896	0,811	0,989	0,844
c	12155,75	13335,35	13735,56	12477,33	13344,58
p	4,0	5,0	5,5	5,0	6,0
	$(d / D) = 0,347$				
a	0,590	0,586	0,573	0,567	0,577
b	0,901	0,665	0,715	0,881	0,638
c	15622,7	24632,80	14072,41	14591,39	27121,38
p	4,5	4,5	3,0	4,0	4,0
	$(d / D) = 0,398$				
a	0,600	0,598	0,586	0,584	0,590
b	0,892	0,916	0,915	0,907	0,803
c	5610,87	7184,34	6841,40	7171,25	7405,49
p	2,0	3,0	2,5	3,0	5,0
	$(d / D) = 0,428$				
a	0,611	0,608	0,594	0,593	0,603,
b	1,000	0,960	0,993	0,952	0,957
c	2605,64	2554,92	3023,47	4078,22	2696,27
p	4,6	3,9	3,5	3,8	3,0
	$(d / D) = 0,455$				
a	0,608	0,609	0,606	0,604	0,608
b	0,961	0,924	0,909	0,943	0,984
c	12397,27	12298,69	9252,54	8673,19	7859,62
p	4,5	4,0	4,0	4,5	6,0

Таблиця 4 — Результати розрахунку зміни коефіцієнта витрати  $\mu$  для різних  $d/D$  і  $\beta$

Співвідношення діаметрів $d/D$	Кут приєднання струменя $\beta$				
	Відносна зміна коефіцієнта витрати $\psi$ , %				
	$0^\circ$	$45^\circ$	$90^\circ$	$135^\circ$	$180^\circ$
$(d/D) = 0,289$	0,24	0,22	0,71	0,73	0,51
$(d/D) = 0,347$	0,45	0,52	0,28	0,88	0,42
$(d/D) = 0,398$	0,15	0,63	0,56	0,62	0,59
$(d/D) = 0,428$	0,65	0,52	0,98	0,65	0,94
$(d/D) = 0,455$	0,68	0,32	0,55	0,80	0,60

між експериментальними та розрахунковими даними знаходиться у межах від 0,22 до 1,0 %.

### Висновки

Отримано експериментальні залежності коефіцієнта витрати вхідних циліндричних насадок з ортогональним бічним виходом струменя, залежно від: критерію Рейнольдса  $Re$ , співвідношення діаметрів насадок і трубопровода-збирача  $d/D$ , кута  $\beta$  між напрямками руху основного потоку в трубопроводі-збирачі і струменя, що приєднується до нього. На значення коефіцієнта витрати насадки  $\mu$  більше впливає співвідношення діаметрів отворів насадки і трубопровода-збирача  $d/D$ , ніж значення кута  $\beta$ . Найбільше змінюється коефіцієнт  $\mu$  у межах значень  $d/D$  від 0,35 до 0,40. Наведено значення критерію  $Re$ , вище яких значення коефіцієнта  $\mu$  є автомодельними за числом  $Re$ , тобто постійними. Представлено експериментальну залежність  $\mu = f(Re)$  для визначення коефіцієнта витрати циліндричної насадки.

### Література

1. Навоян, Х.А. Примеры гидравлических расчётов водопропускных сооружений / Х.А. Навоян. — К.: Будівельник, 1975. — 148 с.
2. Chernyuk, V. A method of calculation for pressure collecting-pipelines // Zeszyty Naukowy Politechniki Rzeszowskiej. Budownictwo i Inżynieria Środowiska. — Rzeszów, Poland: Politechnika Rzeszowska, 2009. — Nr 266, z. 54. S. 19—25.
3. Chernyuk, V., Orel V. I. Experimental Verification of a New Method of Calculation for Pressure Distributive Pipelines

// Zeszyty Naukowy Politechniki Rzeszowskiej. Budownictwo i Inżynieria Środowiska — Rzeszów, Poland: Politechnika Rzeszowska, 2009. — Nr 266, z. 54. — S. 27—34.

4. Халатов, А.А. Гидродинамика закрученного потока в трубе с двумя тангенциальными завихрителями и 90-градусным поворотом на выходе / А.А. Халатов, И.И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин // Пром. теплотехн. : Международный научно-прикладной журнал. — 2010. — 32, № 2. — С. 5—18.

5. Nurick, W. H. The impact of manifold-to-orifice turning angle on sharp-edge orifice flow characteristics in both cavitation and noncavitation turbulent flow regimes / W. H. Nurick, T. Ohanian, D. G. Talley, P. A. Strakey // Trans. ASME. J. Fluids Eng. 2008. — Vol. 130, № 12. С. 121102/1-121102/10.

6. Шамсутдинов, Э В. Набегание струи вязкого топлива на стенку резервуара при различных углах наклона насадки / Э. В. Шамсутдинов // Вестн. Нижегород. ун-та им. Н. И. Лобачевского. — 2011. — № 4, ч. 3. — С. 1267—1269.

### References

1. Navoyan, Kh.A. Primery gidravlicheskih rashchiotov vodopropusknykh sooruzheniy / Kh.A. Navoyan. — K.: Budivelnik, 1975. — 148 s.
2. Chernyuk, V. A method of calculation for pressure collecting-pipelines // Zeszyty Naukowy Politechniki Rzeszowskiej. Budownictwo i Inżynieria Środowiska. — Rzeszów, Poland: Politechnika Rzeszowska. — 2009. — Nr 266, z. 54. S. 19—25.
3. Chernyuk, V., Orel V. I. Experimental Verification of a New Method of Calculation for Pressure Distributive Pipelines



// Zeszyty Naukowy Politechniki Rzeszowskiej. Budownictwo i Inżynieria Środowiska — Rzeszów, Poland: Politechnika Rzeszowska, 2009. — Nr 266, z. 54. — S. 27—34.

4. Khalatov, A.A. Gidrodinamika zakruchenogo potoka v trube s dvumya tangentsialnymi zavikhritelyami i 90-gradusnym povorotom na vykhode / A.A. Khalatov, I.I. Borisov, Yu.Ya. Dashevskiy, S.D. Severin // Prom. teplotekhn.: Mezhdunarodnyi nauchno-prikladnoi zhurnal. — 2010. — 32, № 2. — S. 5—18.

5. Nurick, W. H. The impact of manifold-to-orifice turning angle on sharp-edge orifice flow characteristics in both cavitation and noncavitation turbulent flow regimes / W. H. Nurick, T. Ohanian, D. G. Talley, P.A. Strakey // Trans. ASME. J. Fluids Eng. 2008. — Vol. 130, № 12. — S. 121102/1-121102/10.

6. Shamsutdinov, E. V. Nabeganie strui v yazkogo topliva na stenu rezervuara pri razlichnykh uglakh naklona nasadki / E. V. Shamsutdinov // Vestn. Nizhegor. un-ta im. N.I. Lobachevskogo. — 2011. — № 4, ч. 3. — S. 1267—1269.

*Надійшла 15.06.2016 року*

УДК 532.135:532.542

## **Коэффициент расхода входных цилиндрических насадок с ортогональным боковым выходом струи в трубопровод-сборщик**

**В.В. Иванив**

Получены экспериментальные зависимости коэффициента расхода входных цилиндрических насадок с ортогональным боковым выходом струи в зависимости от критерия Рейнольдса, соотношение диаметров насадок и трубопровода-сборщика угла между направлениями движения основного потока в трубопроводе-сборщике и струи, присоединяющей к нему. Приведены значения

критерия Рейнольдса, выше которых коэффициент является автомодельным по числу Re. Выявлено, что больше влияет на соотношение диаметров отверстий насадки и трубопровода-сборщика, а чем значение угла. Значение коэффициента расхода существенно меняется пределах значений от 0,35 до 0,40. Для регулирования неравномерности работы напорных трубопроводов-сборщиков лучше применять насадки с 0.35 до 0.40.

*Ключевые слова: входная цилиндрическая насадка; угол присоединения струй; соотношение диаметров насадки и трубопровода-сборщика.*

UDC УДК 532.135:532.542

## **The expense ratio of input cylindrical nozzles with orthogonal output side of the jet in the collector-pipeline**

**V.V. Ivaniv**

The dependences of the flow coefficient on (1) the Reynolds number, (2) the jet-to-main stream turning angle, and the ratio (3) of the diameter of the outlet hole of the nozzle to that of the collector-pipeline (for intake cylindrical nozzles with lateral jet outlets) are obtained. The values of Reynolds criterion (the excess of which leads to the fact that the flow rate is scaling for the Reynolds number) are presented. It is revealed that the influence on the flow rate of the diameters of nozzle and pipeline-collector ratio is stronger than the influence of the characteristics of the angle between the flows directions. The flow rate varies due to the diameters of the nozzle and the pipeline-collector ratio.

*Keywords: intake cylinder nozzles; jet-to-main stream turning angle; the diameters of nozzle and pipeline-collector ratio.*