

УДК 532.55:532.517.4:532.542:532.556

Орел В.І., лаборант

(Національний університет “Львівська політехніка”, м.Львів)

## РОЗРАХУНОК ВТРАТ ЕНЕРГІЇ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ РІДИН У ТРУБОПРОВОДАХ З РАПТОВИМ РОЗШИРЕННЯМ ПОТОКУ

**Наведено розрахунок споживаної потужності при транспортуванні рідин у трубопроводах з раптовим розширенням. Показано, що втрати енергії, визначені за цією величиною, за пропонованою моделлю можна підрахувати орієнтовно як для першого наближення.**

У технологічних процесах різних галузей промисловості широко використовуються рідинні та газові потоки, на створення яких витрачається енергія [1]. Зниження втрат енергії в системах трубопровідного транспорту досягається зменшенням опору, що для труб, які виконують транспортні функції, є головним завданням [2]. Потоки в трубопроводах, як правило, турбулентні, і тому навіть невелике зменшення їхнього опору дає значний економічний ефект. У багатьох країнах світу (в т.ч. в Україні) ведуться роботи, направлені на зменшення опору при транспортуванні рідин і газів, бо підтримання, а тим паче збільшення темпів економічного розвитку країни вимагає, зокрема, вдосконалення енергозбереження [3]. Це завдання стає більш актуальним із розвитком сучасної технології, оскільки при цьому істотно зростають швидкості руху робочих середовищ у трубопроводах різних машин і установок [4].

За вимірними витратою рідини  $Q$  та перепадом тиску  $\Delta p$  на робочій ділянці труби довжиною  $\ell$  та площею поперечного перерізу  $\omega$  пропонується [5] визначати питому потужність на подолання опору:

$$\overline{W} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\ell \cdot \omega}, \quad (1)$$

де  $V$  – середня швидкість руху рідини, що виміряна за витратою.

Цій формулі надається перевага тому, що вона має фізичний зміст, оскільки величина  $\overline{W}$  – це середня енергія, що підводиться на робочій ділянці в одиницю об’єму рідини за одиницю часу за рахунок роботи сил тиску [5].

Формула (1) використовувалась при течії рідини в циліндричних трубах, для яких перепад тиску за формулою Дарсі-Вайсбаха:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\rho V_d^2}{2} . \quad (2)$$

Представляє інтерес визначення питомої потужності при течії рідин у місцевих опорах коротких трубопроводів, у яких, на відміну від довгих трубопроводів, втрати енергії по довжині та місцеві втрати енергії є сумірними між собою [6]. У цьому й полягає мета статті.

Для розрахунків обираємо раптове розширення поперечного перерізу трубопровода. Вибір цього місцевого опору обґрунтований тим, що в ньому найбільш повно виявляються особливості відривних течій [7]. Тоді на ділянці між перерізами  $x = 0$  та  $x = L$  (див. рисунок), де  $L$  – довжина ділянки місцевого опору, зміна тиску [8]:

$$\Delta p = (n - 1) \cdot \rho V_D^2 , \quad (3)$$

де  $n$  – ступінь раптового розширення потоку,  $n = (D/d)^2$ ;

$D/d$  – ступінь розкриття дифузора (раптове розширення поперечного перерізу трубопровода є частинним випадком дифузора з кутом конусності  $180^\circ$ ).

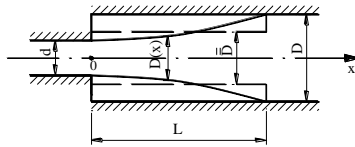


Схема моделі струменя рідини при раптовому розширенні потоку [8]

Довжина  $L$  припускається [8] рівною довжині ділянки повторного приєднання потоку  $x_R$ , для  $1,3 \leq D/d \leq 2,5$  [9]

$$x_R = (4,0 \dots 4,5) \cdot (D - d) . \quad (4)$$

У пропонованій в [8] моделі канал змінного перерізу (раптове розширення поперечного перерізу трубопровода) замінюється каналом постійного перерізу з діаметром  $\bar{D}$  (див. рисунок), що є середнім по поверхні струменя рідини,

$$\bar{D} = \frac{d^2 + \frac{2d \cdot (D - d)}{k + 1} + \frac{(D - d)^2}{2k + 1}}{D} , \quad (5)$$

де  $\bar{D}$  – середній діаметр по довжині струменя,

$$\bar{D} = d + \frac{D - d}{k + 1} ; \quad (6)$$

$k$  – показник степеню в формулі зміни діаметра

$$D(x) = d + (D - d) \cdot \left( \frac{x}{x_R} \right)^k ; \quad (7)$$

$x$  – поточна координата.

Як показано в [10], при  $D/d \leq 2,0$  для профілю струменя ньютонівської рідини, обмеженого лінією нульових осереднених швидкостей,

$$k = 3,158 \cdot \ln(D/d) . \quad (8)$$

До того ж, ця формула справедлива для труб будь-яких діаметрів [11].

У табл.1 наведено розрахунок значень діаметрів  $\bar{D}$  для експериментальних даних [11,12], для яких одержано [10] задовільні результати для значень коефіцієнтів раптового розширення труби за моделлю [8].

Таблиця 1

Визначення середнього по довжині струменя діаметра  $\bar{D}$

Ч/ч	Діаметр труб, мм		Ступінь розкриття дифузора $D/d$	Використане джерело	Діаметр $\bar{D}$ , мм
	d	D			
1.	20,9	35,5	1,699	[11; рис.1,а]	27,09
2.	8,0	14,0	1,75	[12; рис.28] досліді Есканда	10,49
3.	26,0	51,0	1,962	[12; рис.28] досліді Карева	35,61

У табл.2 наведено розрахункові значення питомої потужності для цих же співвідношень  $D/d$ . При цьому довжина  $L$  ділянки місцевого опору за формулою (4) приймалася рівною  $4,25(D-d)$ , оскільки дійсна довжина невідома.

Таблиця 2

Визначення питомої потужності  $\bar{W}$

Ч/ч	Ступінь розкриття дифузора $D/d$	Питома потужність $\bar{W}$ , кДж/(м <sup>3</sup> ·с), визначена за діаметром		
		d	D	$\bar{D}$
1.	1,699	46,625	1,305	237,947
2.	1,75	984,612	22,530	4135,445
3.	1,962	0,7102	0,00752	1,482

Як видно з табл.2, питома потужність при течії рідини крізь раптові розширення труб більша, ніж при течії в циліндричних трубах. Це можна пояснити переважним опором форми (тиску) над опором сил тертя за

рахунок деформації профілей швидкостей при раптовому розширенні потоку [2].

Оцінемо правильність розрахунку питомої потужності при течії рідини крізь раптові розширення труб за формулою (1) з використанням діаметра  $\bar{D}$ , обчисленого за формулою (5).

Показано [13], що сума середніх дисипацій енергії осередненого  $\bar{D}$  та пульсаційного  $\bar{P}$  руху для потоку в цілому в межах похибки, яка пов'язана з графічним диференціюванням вимірених профілей швидкостей, дорівнює середній енергії  $\bar{W}$ :

$$\bar{D} + \bar{P} \approx \bar{W} . \quad (9)$$

Величина  $D$  являє собою в'язку дисипацію, а величина  $P$  визначає перетворення частини енергії осередненого руху в енергію турбулентності:

$$D = \tau_v \frac{dU}{dy} ; \quad (10) \quad P = \tau_t \frac{dU}{dy} , \quad (11)$$

де  $\tau_v$ ,  $\tau_t$  – відповідно в'язкі та турбулентні догичні напруження

$$\tau_v = \rho \nu \frac{dU}{dy} ; \quad (12) \quad \tau_t = \rho \bar{u}v ; \quad (13)$$

$\frac{dU}{dy}$  – градієнт осередненої швидкості.

Отже, робота, що здійснюється силами тиску на робочій ділянці, повністю витрачається на подолання сил в'язкого та турбулентного тертя і, в кінцевому результаті, дисипує в тепло [13].

Зауважимо, що наближення стінок труби до границі струменя за рахунок зменшення величини  $D/d$  призводить до зменшення поперечних турбулентних пульсацій, а відповідно, напруження турбулентного тертя та дисипація енергії зменшуються [14].

Використавши експериментальні дані [15] для  $D/d=2$  ( $D=216$  мм) та  $Re_d=2 \cdot 10^5$ , складові  $\frac{dU}{dy}$  та  $\bar{u}v$  в формулах (13)–(16) визначали апроксимацією графіків відповідних величин для певних перерізів, показано в табл.3.

Таблиця 3

До визначення складових  $\frac{dU}{dy}$  та  $\bar{u}v$  в формулах (10)–(13) для даних [15]

Переріз на відстані $x$	$\frac{dU}{dy} / V_d = a \cdot y^2 + b \cdot y + c$	$\bar{u}v / V_d^2 = \frac{y}{k + 1 \cdot y + m \cdot \sqrt{y}}$
-------------------------	---	---

від початку розширення труби	a	b	c	k	l	m
1	2	3		5	6	7
(D-d)	- 17919,3	1846,85	- 21,13	1042,3	19837,9	- 9079,8

Продовження табл.3.

1	2	3	4	5	6	7
2(D-d)	- 14081,6	1433,65	- 13,66	343,7	6675,5	- 3010,9
3(D-d)	- 8669,8	877,1	- 5,055	185,8	3575,9	- 1609,4
4(D-d)	- 5481,3	545,1	- 0,2371	145,5	2840,7	- 1263,0

Отже, для даних [15] підраховали, що  $\bar{W} = 5,034 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$ , а  $\bar{D} + \bar{P} = 2,664 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$ , яка є середнім арифметичним значенням між початком відриву струменя рідини від стінок після витікання з труби меншого діаметра та його повторного приєднанням у трубі більшого діаметра,  $x_R = 4,75(D-d)$ ; при цьому величина значно перевищує величину  $\bar{D}$ . До того ж, сума  $\bar{D}$  та  $\bar{P}$  ліпше відповідає  $\bar{W}$  на близькій відстані від місця відриву струменя і гірше при наближенні до місця повторного його приєднання:  $\bar{D} + \bar{P} = 4,636 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$  при  $x=(D-d)$ ,  $\bar{D} + \bar{P} = 2,913 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$  при  $x=2(D-d)$ ,  $\bar{D} + \bar{P} = 1,749 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$  при  $x=3(D-d)$ ,  $\bar{D} + \bar{P} = 1,356 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$  при  $x=4(D-d)$ . Якісно однакові результати одержано й для експериментальних даних Парка ( $D/d = 2$ ;  $D = 220 \text{ мм}$ ) [16].

Варто відмітити, що внаслідок високого рівня турбулентності профілі осередненої швидкості на початку області рівномірного руху,  $x=8(D-d)$  [15], близькі до рівноважних. Проте, максимальні рівні турбулентних напружень знаходяться на віддалі  $0,25D$  від осі труби та є дуже великими:  $(\overline{uv})_{\max} / V_d^2 = 0,0025$  порівняно з їхніми значеннями для рівномірного руху. Тільки через багато калібрів вниз за течією структура турбулентності в кінці кінців наближається до структури повністю рівномірної течії в трубі, де максимальні значення турбулентних напружень знаходяться поблизу стінки [9]. Це підтверджує те, що загальні втрати енергії при раптовому розширенні потоку рідини включають не тільки тиск, який втрачається на ділянці  $x_R$ , але й втрачений на ділянці після повторного його приєднання, де він має підвищену енергетичну активність порівняно з рівномірним рухом [17].

Отже, дійшли висновку, що за величиною питомої потужності  $\bar{W}$  при використанні показника степеня  $k$  [10] у моделі [8] втрати енергії у раптовому розширенні потоку ньютонівської рідини в коротких трубопроводах круглого поперечного перерізу можна підраховати як для першого наближення.

1. Струминский В.В. Введение // Проблемы турбулентных течений. - М.: Наука, 1987. - С.3-8.
2. Повх И.Л., Фиошин Н.В. Гидродинамика труб переменного сечения // ИФЖ. - 1992. - Т.62, № 4. - С.525-533.
3. Мартыненко О.Г., Ганжа В.Л. О подходе к проблеме энергосбережения в БССР // Проблемы взаимосвязанного тепло- и массопереноса: Сб. науч. тр. - Минск: ИТМО АН БССР, 1989. - С.5-8.
4. Петров В.П., Сугрей В.И., Щевьев Ю.Л. Описание профиля осредненных скоростей турбулентных потоков слабых растворов полимеров однопараметрическими уравнениями // Вестн. Моск. ун-та. Сер.3. Физика. Астрономия. - 1984. - Т.25, № 6. - С.77-80.
5. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. - Л.: Машиностроение, 1976. - 504 с.
6. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 343 с.
7. Будунув Н.Ф., Шахин В.М. Закрученное течение в круглой трубе переменного сечения при наличии отрыва // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. - 1971. - № 13, вып.3. - С.6-13.
8. Иньков А.П., Ярхо С.А. К расчету местных коэффициентов гидравлического сопротивления // Науч. тр. Всес. заочн. машиностроит. ин-та. - 1973. - Вып.9. - С.167-176.
9. Турбулентность / П.Брэдшоу, Т.Себеси, Г.-Г.Фернгольц и др.; Под ред. П.Брэдшоу.- М.: Машиностроение, 1980.- 343 с.
10. Орел В. Застосування формули зміни діаметра струменя рідини стосовно раптового розширення трубопровода // Подано у Вісник "Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація" НУ "Львівська політехніка". - 2001 р.
11. Иванюта Ю.Ф., Чекалова Л.А. Исследование влияния добавок полимера на величину коэффициента местного сопротивления // ИФЖ. - 1974.- Т. XXVI, № 6.- С.965-971.
12. Альтшуль А.Д. Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. - М.: Гостоптехиздат, 1962. - 116 с.
13. Повх И.Л., Ступин А.Б., Асланов П.В. Особенности турбулентной структуры потоков с добавками поверхностно-активных веществ и полимеров // Проблемы турбулентных течений.- М.: Наука, 1987. - С.152-162.
14. Горелов Г.М., Трянов А.Е. Течение при внезапном расширении канала // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1970. - № 3. - С.54-62.
15. Chaturvedi M.C. Flow characteristics of axisymmetric expansions // J. Hydraul. Div., Proc. ASCE. - 1963. - Vol.89, №3, pt.1. - P.63-92.
16. Sung H.J., Jang H.C., Cho C.H. Curvature-dependent two-equation model for recirculating flows // Engineering Turbulence Modelling and Experiments: Proc. Symp. Model. and Measur. held. Sept. 24-28, 1990. - Dubrovnik, Yugoslavia, 1990. - P.33-42.
17. Быков В.М., Остроухова Н.Г. Определение коэффициента кинетической энергии внезапно расширяющегося потока // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвуз. сб. науч. тр. - 1981. - Вып.6. - С.102-104.