

При ступені стиснення потоку  $m < 0,1$  гідравлічний опір раптового звуження труби зростає із збільшенням концентрації С ПАА у воді. При цьому для  $C < 100$  ppm і  $m < 0,1$  із зміною  $m$  опір раптового звуження труби залишається практично сталим. Для малих ступенів стиснення потоку, коли  $m$  прямує до 1, проявляється зменшення гідравлічного опору раптового звуження труби (рис. 4, а).

Описана поведінка розчинів при їхній течії через місцеві опори вимагає теоретичного пояснення. Проте одержані емпіричні залежності можуть бути використані при проектуванні гідравлічних пристроїв.

1. Повх И.И., Чернюк В.В. Сопротивление конфузоров при турбулентном течении воды с добавками полиакриламида // ИФЖ. 1989. Т.57. № 5. С.709-712. 2. Гнатив Р.М., Чернюк В.В. Влияние полимерных добавок на местные потери напора в трубопроводах // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1989. № 237. С.17-20. 3. Чернюк В.В. Влияние добавок полиакриламида на турбулентное трение в конфузорах и диффузорах // Спец. вопросы гидравлики и очистки природных вод. Львов, 1985. С.56-87. Рукопись деп. в УкрНИИНТИ 27.08.85, № 1964-Ук. 4. Чернюк В.В., Левицкий Б.Ф. О влиянии добавок полиакриламида на значение коэффициентов местных сопротивлений внезапных сужений и расширений труб // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1983. № 174. С.153-157. 5. Чернюк В.В., Левицкий Б.Ф. О влиянии добавок полиакриламида на сопротивление внезапных сужений и расширений труб // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1984. № 184. С.123-126. 6. Піцишин Б.С., Регуш А.Я. Вплив додатків поліакриламиду на втрати напору в раптових звуженнях і розширеннях труб // Вісн. Держ. ун-ту "Львів. політехн.". 1995. № 291. С.44-47.

УДК 532.5:532.135

## НАБЛИЖЕНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ ВТРАТ ТИСКУ В КІЛЬЦЕВОМУ ЛАМІНАРНОМУ ПОТОЦІ

© Лещій Н.П., 1999

ДУ "Львівська політехніка", кафедра "Гідравліка і сантехніка"

**In this article an approximate method of calculation of pressure drop is proposed for current of Bingham fluid. The solution of the problem is offered in the form of table which permits essentially simplify the calculs.**

У практичному використанні розв'язків різноманітних задач гідравліки виникають великі труднощі через їх громіздкість і складність інженерного розрахунку. У таких випадках надається перевага наближеному розв'язанню задач. Особливі труднощі викликають аналітичні дослідження руху рідин, відмінних від ньютонівських, до яких в деяких випадках належать і стічні води, що проявляють в'язкопластичні властивості.

На основі аналізу формул для визначення витрати в'язкопластичних середовищ в умовах так званого пластичного або структурного режиму, аналогічного ламінарному,

для кільцевих каналів виявлено, що формули, які описують рух в трубах, можна узагальнити для інших форм каналів введенням так званого еквівалентного діаметра  $d_e$ .

Найбільш коректною формулою, на наш погляд, є залежність, запропонована в праці [1]:

$$d_e = \delta \sqrt{8\Psi(\bar{D})}, \quad (1)$$

де величина  $\delta$  для кільцевого простору дорівнює  $D_2(1 - \bar{D})/2$ ;  $D_2$  – внутрішній діаметр зовнішньої труби;  $\bar{D} = D_1/D_2$ ;  $D_1$  – зовнішній діаметр внутрішньої труби;  $\Psi(\bar{D})$  – функція, яка дорівнює

$$\Psi(\bar{D}) = \frac{(1 + \bar{D})^2 \ln \bar{D} + (1 - \bar{D})^2}{2(1 - \bar{D})^2 \ln \bar{D}}. \quad (2)$$

При невеликій різниці діаметрів кільцевий простір можна розглядати як плоску щілину, і тоді

$$d_e = 0.8165 D_2 (1 - \bar{D}), \quad (3)$$

На основі  $\pi$  - теореми доводиться, що

$$\frac{\Delta p d_e^2}{\eta l V} = f(\text{Sen}),$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску;  $d_e$  – діаметр труби;  $\eta$  – пластична в'язкість;  $l$  – довжина труби;  $V$  – середня швидкість руху;  $\text{Sen}$  – критерій Сен-Венана, який дорівнює:

$$\text{Sen} = \frac{\tau_0 d_e}{\eta V}, \quad (4)$$

де  $\tau_0$  – граничне напруження зсуву.

Використаємо далі формулу Бакінгема у вигляді

$$V = \frac{\Delta p d_e^2}{4\eta l} \left(1 - \frac{4}{3} \Delta p_0 + \frac{1}{3} \Delta p_0^4\right), \quad (5)$$

де  $\Delta p_0 = \Delta p_0 / \Delta p$ ;  $\Delta p_0$  – перепад тиску, затрачений на подолання граничного напруження зсуву:

$$\Delta p_0 = \frac{4l\tau_0}{d_e}. \quad (6)$$

Прийнявши позначення

$$\alpha = \frac{\Delta p_0^4 - 4\Delta p_0 + 3}{12\Delta p_0}, \quad (7)$$

і врахувавши (3), можна залежність (5) звести до вигляду

$$\frac{\Delta p D_2^2 (1 - \bar{D})^2}{\eta l V} = \frac{1.5}{\alpha \Delta p_0}. \quad (8)$$

Якщо зважити на вирази (3), (4), (6) і (7), то з (8) отримуємо нове співвідношення для критерію Сен-Венана

$$\text{Sen} = \frac{\tau_0 D_2 (1 - \bar{D})}{\eta V} = \frac{0.3062}{\alpha} \quad (9)$$

Критеріальні залежності (8) та (9) дозволяють визначити величину  $\Delta p D_2^2 (1 - \bar{D})^2 / \eta l V$  у функції  $\text{Sen} = \tau_0 D_2 (1 - \bar{D}) / \eta V$ . Нижче наведена таблиця розрахунку на ЕОМ значень цих критеріїв-комплексів, за якою можна достатньо швидко визначити втрати тиску при заданій витраті рідини або швидкості.

### Результати розрахунку функціональної залежності

$$\Delta p D_2^2 (1 - \bar{D})^2 / \eta l V = f[\tau_0 D_2 (1 - \bar{D}) / \eta V]$$

| $\Delta p_0$ | $\frac{1.5}{\alpha \Delta p_0}$ | $\frac{0.3062}{\alpha}$ | $\Delta p_0$ | $\frac{1.5}{\alpha \Delta p_0}$ | $\frac{0.3062}{\alpha}$ |
|--------------|---------------------------------|-------------------------|--------------|---------------------------------|-------------------------|
| 0,99         | 30180,828                       | 6099,6016               | 0,50         | 16,9412                         | 1,7291                  |
| 0,98         | 7598,3589                       | 1520,3575               | 0,45         | 14,2574                         | 1,3097                  |
| 0,96         | 1925,9173                       | 377,4190                | 0,40         | 12,6263                         | 1,0310                  |
| 0,94         | 867,5359                        | 166,4673                | 0,35         | 11,1455                         | 0,79631                 |
| 0,92         | 494,5955                        | 92,8864                 | 0,30         | 9,9552                          | 0,60965                 |
| 0,90         | 320,8583                        | 58,9481                 | 0,25         | 8,9825                          | 0,45840                 |
| 0,85         | 147,5334                        | 25,5990                 | 0,20         | 8,1759                          | 0,33379                 |
| 0,80         | 87,4807                         | 14,0244                 | 0,15         | 7,4984                          | 0,22960                 |
| 0,75         | 56,8890                         | 8,7097                  | 0,10         | 6,9228                          | 0,14132                 |
| 0,70         | 40,8997                         | 5,8443                  | 0,08         | 6,7163                          | 0,10968                 |
| 0,65         | 31,1147                         | 4,1285                  | 0,06         | 6,5217                          | 0,079878                |
| 0,60         | 24,6711                         | 3,0217                  | 0,04         | 6,3380                          | 0,051752                |
| 0,55         | 20,1905                         | 2,2669                  | 0,02         | 6,1644                          | 0,025167                |

Розрахунок втрат тиску пропонується виконувати так: при заданій швидкості руху  $V$  (або витраті  $Q$ ), при відомих з реологічних досліджень параметрах  $\tau_0$  і  $\eta$  за формулою (9) визначають величину  $0.3062/\alpha$ ; користуючись далі таблицею, знаходять методом інтерполяції величину  $1.5/\alpha \Delta p_0$ , а відтак, втрати тиску  $\Delta p$ .

Для прикладу наведемо розрахунок, використавши дані праці [2]:  $D_1 = 168$  мм;  $D_2 = 298$  мм;  $\bar{D} = D_1 / D_2 = 0,5638$ ;  $l = 1000$  м;  $\tau_0 = 5$  Па;  $\eta = 0,01$  Пахс;  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с.

Швидкість кільцевого потоку дорівнюватиме:

$$V = 4Q / \pi d_c^2 = 4Q / \pi [0.8165 D_2 (1 - \bar{D})]^2 = 4 \times 0,02 \cdot 3,14 \times 0,8165^2 \times 0,298^2 (1 - 0,5638)^2 = 2,26 \text{ м/с.}$$

За формулою (9)  $\text{Sen} = 28,7583$ . Інтерполяцією знаходимо з таблиці:

$$\frac{\Delta p D_2^2 (1 - \bar{D})^2}{\eta l V} = \frac{1.5}{\alpha \Delta p_0} = 147.534 + \frac{320.8583 - 147.5334}{58.9456 - 25.5981} (28.7583 - 25.5981) = 163.9587$$

Отже,

$$\Delta p = \left[ \eta l V / D_2^2 (1 - \bar{D})^2 \right] \left[ 1.5 / \alpha \Delta p_0 \right] = \left[ 0.01 \times 1000 \times 2.26 / 0.298^2 (1 - 0.5638)^2 \right] 163.9587 = 219300 \text{ Па} = 219,3 \text{ кПа.}$$

Порівнюючи отриманий результат з даними розрахунку, наведеними у праці [2], за якими  $\Delta p = 193$  кПа, зауважуємо, що помилка у результаті наближеного розрахунку не перевищує 10 %. Перерахунок таблиці праці [2], яка була складена на основі розрахунків за допомогою логарифмічної лінійки, на ЕОМ дав значення  $\Delta p = 203,1$  кПа. Отже, фактичне відхилення наближеного методу не перевищує 7,4 %.

1. *Manuel de rheologie des fluides de forage et laitiers de ciment // Chambre syndic. rech. et prod. petrole et gaz natur. Paris, 1979.* 2. *Lechtchii N.P. Sur les calculs des pertes de pression au cours de l'ecoulement des liquides viscoplastiques dans un canal annulaire // 1-r Colloque Scientifique du SAHT. Boumerdes (Algerie). 1969. P.188-193.*

УДК 697.9

## АКУСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВІТРЯНИХ СТРУМИН ПРИ ЇХ ВИТІКАННІ

© Возняк О.Т., Желих В.М., Ольшанська О.Я., 1999

ДУ "Львівська політехніка", кафедра "Теплогазопостачання і вентиляція"

**In this article there are presented results of investigations of air jet's acoustic characteristics, that give a possibility to make a control of air supply device choice at air distribution calculation. Dependence of noise level from jet's leakage velocity and size of air supply device has been investigated.**

При проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря в приміщеннях важливим є чинник виникнення шуму при витіканні струмини з повітророздаючих пристроїв. Генерація шуму повітророздаючими насадками залежить, в основному, від його конструктивного виконання та швидкості витікання струмини.

Відомі акустичні характеристики повітророзподільвачів типу: циліндрична труба з відводом, прямокутні щілинні отвори [1]. Однак дуже часто в системах вентиляції та кондиціонування повітря як повітророзподільних пристроїв використовують щілини з відводом. Метою даної роботи було дослідження акустичних властивостей плоских струмин, що витікають саме з цих насадків.

Висота щілини була прийнята постійною – 40 мм, ширина змінювалась і становила 600 мм, 400 мм, 200 мм при різній кількості припливного повітря. Рівень звукової потужності вимірювався шумоміром типу ШМ-І-МІ, а вібрація металевих стінок повітропроводів – віброметром ДН-3-МІ. Як відомо з [2], між вібрацією металевих стінок  $V$  [мм/с] і рівнем звукової потужності  $L_v$  [дБ(А)] існує така залежність:

$$V = 10^{\frac{L_v}{20}} \cdot 5 \cdot 10^{-5}, \quad \text{мм/с.} \quad (1)$$

При відомій величині вібрації із залежності (1) можна визначити рівень звукової потужності:

$$L_v = 20 (\lg V + 5 - \lg 5), \quad \text{дБ(А)} \quad (2)$$