

ВІДЦЕНТРОВИЙ МАСООБМІННИЙ АПАРАТ. ГІДРОДИНАМІКА ГАЗОВОЇ ФАЗИ В РОТОРІ

Д.О. Лазненко, к.т.н., В.Г. Неня, к.т.н., А.М. Юнда, к.ф.-м.н., С.В. Сидоренко

Сумський державний університет

Розглянуто гідродинамічну особливість у відцентрових масообмінних апаратах, яка полягає в зниженні перепаду тиску в роторі з контактними елементами в порівнянні з порожнім ротором. Наведена математична модель гідродинаміки газу в роторі апарата. Розрахунки за отриманими залежностями показують, що за певних умов можливе вказане зменшення перепаду тиску.

Рассмотрена гидродинамическая особенность в центробежных массообменных аппаратах, которая состоит в снижении перепада давления в роторе с контактными элементами в сравнении с пустым ротором. Приведена математическая модель гидродинамики газа в роторе аппарата. Расчеты по полученным зависимостям показывают, что в определенных условиях возможно указанное уменьшение перепада давления.

Інтенсифікація процесів хімічної технології, підвищення їхньої питомої продуктивності є актуальною задачею сучасного розвитку хімічної промисловості України та світу. Перспективним шляхом її вирішення є розроблення та дослідження нових і вдосконалення існуючих конструкцій хімічного обладнання.

Значну частину в технологічних процесах займають процеси масообміну, в тому числі і в системах газ-рідина. Одним із альтернативних шляхів інтенсифікації масообмінних процесів є організація взаємодії фаз у полі відцентрових сил. Цей принцип реалізується у відцентрових масообмінних апаратах (ВМА).

Накладання поля відцентрових сил на газорідинну систему викликає інтенсифікацію масопереносу за рахунок впливу на гідродинаміку взаємодіючих фаз. Зовнішнє силове поле, в порівнянні з гравітаційним, викликає зменшення товщини плівки і діаметра крапель рідини, інтенсифікацію внутрішньофазової турбулізації газової фази. У ряді випадків взаємодія у відцентровому полі проходить за більших взаємних швидкостей фаз, що інтенсифікує масоперенос на міжфазній поверхні за рахунок більших дотичних напруг.

Такий підхід до інтенсифікації відомий достатньо давно, і на сьогодні розроблена та

досліджена значна кількість конструкцій цього типу обладнання. Останнім часом у ряді робіт українських та закордонних вчених [1–6] приділяється певна увага дослідженню конструкції ВМА, контактний пристрій яких встановлений всередині обертового перфорованого ротора (рис. 1). Апарат працює в режимі протитечійної взаємодії фаз.

Запропонована конструкція контактної пристрою для ВМА [7], який складається з набору коаксіально встановлених кільцевих контактних елементів, виконаних з металеві сітки і розташованих на певній відстані один від одного. Інтенсифікація масопереносу під час застосування такої конструкції у ВМА досягається за рахунок використання кінцевих ефектів та нестационарних гідродинамічних режимів при багатостадійному утворенні та руйнуванні дисперсного потоку рідини на кільцевих сітчастих елементах.

Проведені дослідження гідравлічного опору в розробленому контактному пристрої ВМА дали незвичайні, на перший погляд, результати. Виявлено, що гідравлічний опір апарата з порожнім ротором (відсутній контактний пристрій) більший ніж апарата з контактним пристроєм (рис. 2).

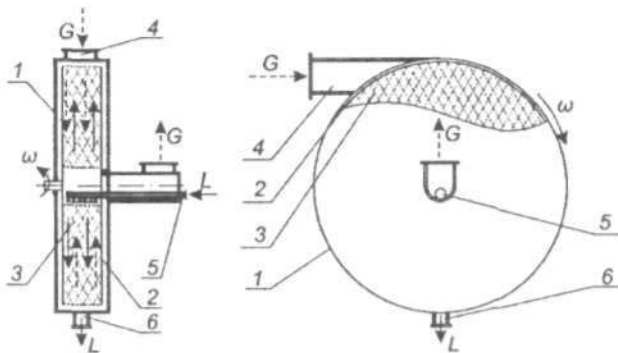


Рис. 1. Схема ВМА: 1 — корпус; 2 — ротор; 3 — контактний пристрій; 4, 5 — патрубок подачі газу та рідини відповідно; 6 — патрубок відведення рідини. L — рідина, G — газ (суцільними лініями показаний напрямок руху рідини, пунктирними — напрямком руху газу)

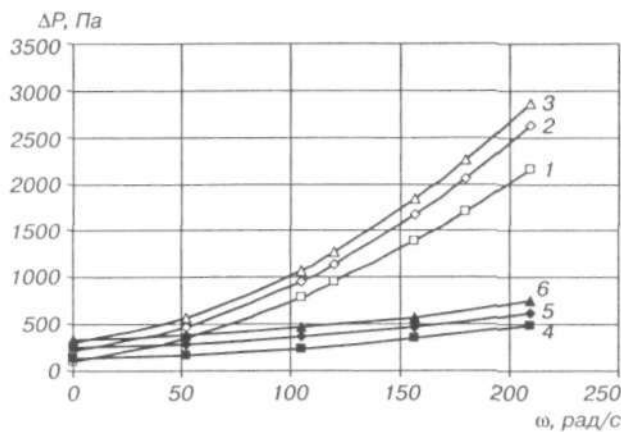


Рис. 2. Залежність гідравлічного опору для апарата з порожнім та заповненим ротором від швидкості обертання при швидкостях газу: 1, 4 — 1,74 м/с; 2, 5 — 2,46 м/с; 3, 6 — 2,94 м/с (зафарбовані маркери відповідають опору заповненого ротора, незафарбовані — порожнього)

З отриманих даних видно, що наявність в об'ємі ротора ВМА додаткових елементів (контактного пристрою) призводить до зниження гідравлічного опору, що не має пояснень, з точки зору традиційних поглядів на втрати тиску потоку, який протікає через ряд послідовно розташованих місцевих опорів.

Подібні за характером дані отримані під час дослідження конструкції ВМА з іншими типами контактних пристроїв [1, 3, 8–12]. Але в цих роботах, на жаль, відсутнє обґрунтоване пояснення такої гідродинамічної картини.

Таким чином, виникає потреба в поясненні гідродинамічного ефекту, що виникає у відцентрових апаратах. Для цього розглянемо фізичну картину гідродинаміки газової фази в роторі ВМА (рис. 3).

Газ вводиться до апарата тангенційно, через встановлений на корпусі патрубок. Всередині корпусу на валу обертається ротор, напря-

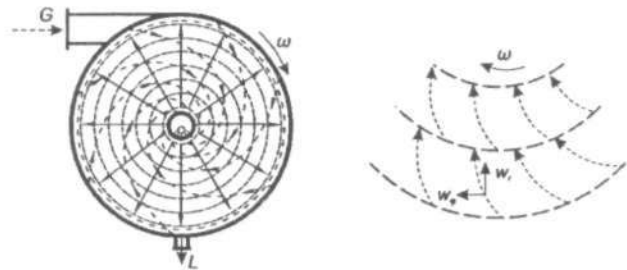


Рис. 3. Схема руху фаз у контактному пристрої ВМА (суцільними лініями показаний напрямок руху рідини, пунктирними — напрямком руху газу)

мок обертання якого співпадає з напрямком введення газу. Газова фаза попадає в ротор через перфорацію і рухається до його центра. Під час входження газу всередину ротора газова фаза залучається до обертального руху. Таким чином формується спіралеподібна траєкторія руху газу. Співвідношення складових швидкості газу радіальної (w_r) та колової (w_ϕ) визначає ступінь закрутки потоку (кут спіралі), відповідно довжину траєкторії його руху та загальну швидкість газової фази.

Математичну модель руху газу всередині ротора отримуємо з системи рівнянь Нав'є-Стокса сумісно з рівнянням нерозривності потоку. Використовуємо форму рівнянь в циліндричній системі координат [13, 14].

Осі:

r — спрямована по радіусу ротора від центра до периферії ротора; ϕ — спрямована за напрямком обертання ротора; z — вздовж осі обертання ротора.

Система координат нерухома відносно корпусу апарата.

За умови прийняття наступних припущень:

- процес проходить в стаціонарному режимі $\frac{\partial}{\partial t} = 0$;

- течія газу в контактному пристрої відбувається в двовірній площині, (відсутність руху вздовж осі z) $\frac{\partial}{\partial z} = 0, w_z = 0$;

- рух потоку є вісесиметричним $\frac{\partial}{\partial \phi} = 0$,

система приймає вигляд

$$\begin{cases} w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} - \frac{w_\phi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}; \\ w_r \frac{\partial w_\phi}{\partial r} + \frac{w_r w_\phi}{r} = \nu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial w_\phi}{\partial r} + \frac{w_\phi}{r} \right); \\ \frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{w_r}{r} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де P — тиск, Па; w_r та w_ϕ — радіальна та колова швидкості газу, м/с; ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості газу, м²/с; r — поточний радіус, м.

Радіальну складову швидкості газу отримуємо з рівняння нерозривності при граничних умовах $r = R$, $w_r = w_R$

$$w_r = w_R \frac{R}{r}, \quad (2)$$

де R — зовнішній радіус ротора, м.

Вирішуючи друге рівняння системи (1) відносно w_φ , отримуємо колову складову швидкості газу в диференціальній формі, з урахуванням припущення $v = \text{const}$ та залежності (2). Після інтегрування отримуємо рівняння для w_φ :

$$w_\varphi = \frac{C_1}{r} + C_2 r^{\text{Re}+1}, \quad (3)$$

де $\text{Re} = \frac{w_R R}{v}$ — число Рейнольдса.

Для рішення (3) приймаємо припущення, що на вході в ротор газова течія повністю захоплюється в обертний рух. Відповідно колова швидкість руху газу на вході в ротор дорівнює швидкості обертання зовнішньої поверхні ротора. При граничних умовах $r = R$, $w_{\varphi R} = \omega R$,

$\frac{dw_\varphi}{dr} = \omega$ отримуємо рішення (3) у вигляді:

$$w_\varphi = \frac{w_{\varphi R}}{\text{Re}+2} \left(\frac{R}{r} \text{Re} + 2 \left(\frac{r}{R} \right)^{\text{Re}+1} \right). \quad (4)$$

Проведений аналіз показав, що для робочого діапазону в'язкості газу $v = 10^{-3} - 10^{-5}$ м²/с рівняння (4) наближається до закону збереження моменту імпульсу, відхилення результатів не перевищує 1%. Тобто, для практичних розрахунків w_φ з достатньою точністю можна користуватися залежністю

$$w_\varphi = w_{\varphi R} \frac{R}{r}. \quad (5)$$

Колова складову швидкості газу, згідно з (5), в міру його руху по спіральній траєкторії зростає. Згідно закону нерозривності зростає і радіальна складова (через зменшення перерізу ротора від периферії до центра). Але від периферії до центра зменшується колова швидкість ротора через зменшення поточного радіуса. Таким чином, відносна швидкість руху газу (відносно ротора) за ходом його руху зростає пропорційно впливу цих факторів.

Підставляючи (5) до першого рівняння системи (1), після інтегрування отримуємо залежність для визначення гідравлічного опору в порожньому роторі від зовнішнього (R) до внутрішнього радіуса (r_0):

$$\Delta P = \frac{\rho r}{2} (w_R^2 + w_{\varphi R}^2) \left(\frac{R^2}{r_0^2} - 1 \right). \quad (6)$$

Аналізуючи рівняння (6), можна зазначити, що сума квадратів складових швидко-

сті дорівнює квадрату повної швидкості газу

$w^2 = w_r^2 + w_{\varphi r}^2$, а величина $\left(\frac{R^2}{r_0^2} - 1 \right) = \frac{2\Delta P}{\rho w^2}$, за фі-

зичним змістом, являє собою коефіцієнт гідравлічного опору ξ . Тобто,

$$\Delta P = \xi \frac{\rho r}{2} (w_R^2 + w_{\varphi R}^2); \quad (7)$$

$$\Delta P = \xi \frac{\rho r}{2} w_R^2 + \xi \frac{\rho r}{2} w_{\varphi R}^2. \quad (8)$$

Перша складова рівняння (8) характеризує гідравлічний опір нерухомого контактного пристрою

$$\Delta P_0 = \xi \frac{\rho r}{2} w_R^2. \quad (9)$$

Друга складова (8) характеризує відцентрову складову гідравлічного опору, тобто витрати енергії на подолання відцентрової сили, що діє на газову фазу під час обертання ротора,

$$\Delta P_{\text{вц.}} = \xi \frac{\rho r}{2} w_{\varphi R}^2. \quad (10)$$

Таким чином, маємо:

$$\Delta P = \Delta P_0 + \Delta P_{\text{вц.}} \quad (11)$$

У рівняннях (7)–(11) приймається, що $w_{\varphi R} = \omega R$.

Для аналізу отриманої моделі проведено розрахунок гідравлічного опору. Метою розрахунку є аналіз впливу кільцевих елементів контактної пристрою ВМА на величину гідравлічного опору. Для цього порівнювалися розрахований гідравлічний опір порожнього обертального ротора та такого ж ротора з встановленим всередині кільцевим контактним елементом.

Гідравлічний опір порожнього обертального ротора. Для розрахунку прийняті такі вихідні дані:

- габарити ротора: внутрішній радіус $r_0 = 0,02$ м, зовнішній радіус $R = 0,08$ м, ширина $h = 0,03$ м;
- газ — повітря, густина $\rho = 1,23$ кг/м³. Витрата газу $G = 0,016$ м³/с;
- швидкість обертання ротора $\omega = 1500$ об/хв = 157 рад/с.

Напрямок обертання ротора співпадає з напрямком введення газу в апарат (рис. 4).

Гідравлічний опір порожнього ротора складає:

- за формулою (9): $\Delta P_0 = \xi \frac{\rho r}{2} w_R^2 = 10,4$ Па;
- за формулою (10): $\Delta P_{\text{вц.}} = \xi \frac{\rho r}{2} w_{\varphi R}^2 = 1455,28$ Па.

Повний гідравлічний опір порожнього обертального ротора згідно (11) дорівнює:

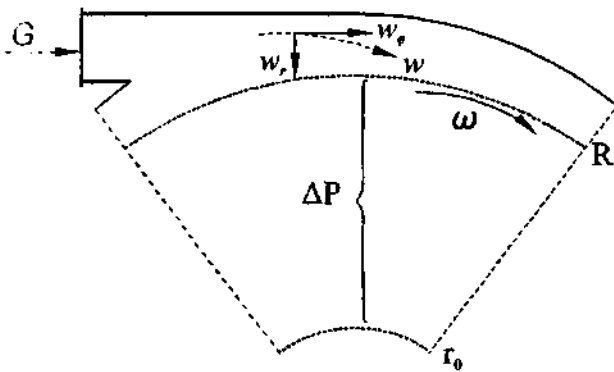


Рис. 4. Схема для розрахунку гідравлічного опору порожнього ротора

$$\Delta P_{\text{порож.}} = \Delta P_0 + \Delta P_{\text{вц.}} = 10,4 + 1455,28 = 1465,68 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ротора із встановленим кільцевим елементом. Вихідні умови для розрахунку відповідають умовам для порожнього ротора, але, крім того, в контактному пристрої встановлено один кільцевий контактний елемент (рис. 5).

Контактний елемент встановлений на радіусі r_1 , який дорівнює 0,06 м.

Кільцевому елементу присвоюємо наступні характеристики:

- під час проходження газової фази через кільцевий елемент швидкість газу вирівнюється з лінійною швидкістю обертання кільцевого елемента, тобто $w_{\phi r_1} = \omega r_1$;
- гідравлічний опір кільцевого елемента дорівнює величині гідравлічного опору кільцевого елемента, виготовленого із металевої сітки, значення приймалося згідно з [15]. За даних швидкостей газу величина $\Delta P_{\text{елем.}} = 4 \text{ Па}$.

Гідравлічний опір ротора із встановленим кільцевим елементом приймається як сума двох порожніх ділянок та кільцевого елемента:

$\Delta P_{\text{елем.}} = 4 \text{ Па}$ — гідравлічний опір встановленого контактного елемента;

ΔP_1 , — гідравлічний опір ділянки від R до r_1 ;

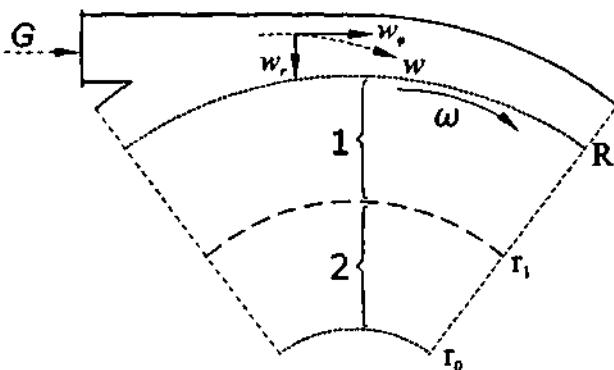


Рис. 5. Схема для розрахунку гідравлічного опору ротора із встановленим контактним елементом

ΔP_2 — гідравлічний опір ділянки та від r_1 до r_0 .

Радіальна складова швидкості газу в другому випадку змінюється за законом нерозривності, як і в пустому роторі. Але в другому випадку встановлено кільцевий контактний елемент, який утворює додатковий гідравлічний опір $\Delta P_{\text{елем.}} = 4 \text{ Па}$.

Таким чином, загальний гідравлічний опір нерухомого ротора, з урахуванням кільцевого елемента, визначався за принципом адитивності:

$$\Delta P_0 = \xi \frac{\rho r}{2} w_R^2 + \Delta P_{\text{елем.}} \quad (12)$$

Значення відцентрової складової визначалося як сума за двома ділянками:

$$\Delta P_{\text{вц.}} = \Delta P_{\text{вц.1}} + \Delta P_{\text{вц.2}}, \quad (13)$$

де $\Delta P_{\text{вц.1}} = \xi_1 \frac{\rho r}{2} w_{\phi R}^2$ — відцентрова складова першої ділянки, Па;

$\Delta P_{\text{вц.2}} = \xi_2 \frac{\rho r}{2} w_{\phi r_1}^2$ — відцентрова складова

другої ділянки, Па.

Гідравлічний опір обертального ротора з кільцевим елементом визначався як:

$$\Delta P_{\text{з кільцем}} = \Delta P_0 + \Delta P_{\text{вц.1}} + \Delta P_{\text{вц.2}}, \quad (14)$$

де

- гідравлічний опір нерухомого ротора

$$\Delta P_0 = \xi \frac{\rho r}{2} w_R^2 + \Delta P_{\text{елем.}} = 10,4 + 4 = 14,4 \text{ Па;}$$

- відцентрова складова зовнішньої (першої) ділянки

$$\Delta P_{\text{вц.1}} = \xi_1 \frac{\rho r}{2} w_{\phi R}^2 = 75,46 \text{ Па;}$$

- відцентрова складова внутрішньої (другої) ділянки

$$\Delta P_{\text{вц.2}} = \xi_2 \frac{\rho r}{2} w_{\phi r_1}^2 = 436,58 \text{ Па;}$$

- гідравлічний опір обертального ротора із встановленим кільцевим елементом

$$\Delta P_{\text{з кільцем}} = 14,4 + 75,46 + 436,58 = 526,44 \text{ Па.}$$

Таким чином, порівнюючи результати, бачимо, що гідравлічний опір порожнього ротора більше ніж у ротора із встановленим контактним елементом:

$$\Delta P_{\text{порож.}} > \Delta P_{\text{з кільцем}} \\ (1465,68 \text{ Па}) \quad (526,44 \text{ Па})$$

Контактний елемент зменшує колову швидкість газу і відповідно зменшується відцентрова сила, що протидіє руху газу від периферії до центра ротора. Це викликає зменшення відцентрової складової гідравлічного опору. При цьому власний опір елемента значно менший за відцентрову складову, що в результаті дає загальне

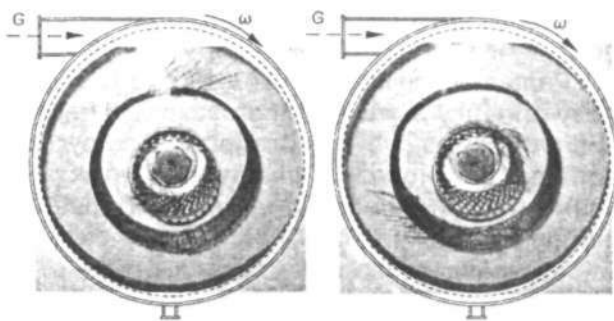


Рис. 6. Результати візуалізації руху газу в контактному пристрої ВМА

зниження гідравлічного опору в апараті з контактним елементом у порівнянні з порожнім.

Для підтвердження адекватності розробленої фізичної моделі був проведений експеримент з візуалізації течії газової фази в контактному пристрої. Для отримання наявної картини напрямку руху газу всередині ротора на контактних елементах закріплювалися тонкі нитки. За напрямком нахилу ниток визначався характер руху газової фази. Результати фіксувалися методом фотозйомки.

У результаті експерименту виявлено, що нитки, закріплені на периферичній поверхні кільцевих елементів, нахилиються в напрямку руху ротора (рис. 6). Це свідчить про те, що рух газу в контактному пристрої розробленої конструкції відбувається за спіралеподібною траєкторією. При цьому швидкість газу перевищує швидкість обертання контактного елемента (кут нахилу "зовнішніх" ниток у напрямку обертання свідчить про випередження газом контактного пристрою в коловому напрямку).

Отримані теоретичні розрахунки за характером співпадають з результатами проведених експериментальних досліджень (рис. 2) і підтверджуються експериментальними даними інших авторів [1, 3, 8–11].

Розглянута також особливість гідродинаміки газу у відцентрових масообмінних апаратах, яка полягає в зменшенні гідравлічного опору в роторі з контактним пристроєм у порівнянні з порожнім. Теоретично обґрунтовано, що такий характер є наслідком зменшення колової швидкості газу і відповідно зниження дії відцентрової сили на газову фазу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сиренко В.И. Гидродинамика и массообмен при двухфазных пленочно-дисперсных потоках в высокоскоростном центробежном аппарате: дисс. ... к.т.н.: — Москва, — 1992. — 142 с.
2. Лазненко Д.О. Розробка і дослідження малогабаритних апаратів для процесів ректифікації: дис. ... к.т.н.: — Суми, — 2001. — 151 с.
3. Бубулікова Є.В. Закономірності гідродинаміки та масопередачі процесу ректифікації у відцентровому апараті: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к.т.н.: — Харків, — 2007. — 22 с.
4. Lin C.C., Ho T.J., Liu W.T. Distillation in a rotating packed bed // Journal of chemical engineering of Japan. — 2002. — № 12. — P. 1298–1304.
5. Chandra A., Goswami P.S., Rao D.P. Characteristics of flow in a rotating packed bed (HIGEE) with split packing // Industrial Engineering and Chemistry Research — 2005. — № 44. — P. 4051–4060.
6. Chen Y.H., Lin C.C., Liu H.S. Mass transfer in a rotating packed bed with various radii of the bed // Industrial Engineering and Chemistry Research — 2005. — № 44 (20). — P. 7868–7875.
7. Лазненко Д.О., Сидоренко С.В. Патент на корисну модель № 42657 Україна, МПК В 01 D 3/30. Відцентровий тепломасообмінний апарат / Бюл. № 13; 10.07.2009.
8. Keyvani M., Gardner N.C. Operating characteristics of rotating beds // Chemistry Engineering Progress. — 1989. — Vol. 85, № 9. — P. 48–52.
9. Ручинский В.Р., Нечаев Ю.Г., Есипов Г.П. Исследование гидродинамики роторного аппарата // Труды ГИАП. — 1974. — Вып. 28. — С. 72–80.
10. Ручинский В.Р., Нечаев Ю.Г., Гурков Б.А. Определение гидравлического сопротивления и коэффициента массообмена в жидкой фазе роторного аппарата со спиралеподобными ступенями // Химическая промышленность. — 1979. — № 10. — С. 679–684.
11. Уйхиди А., Кишш З., Беркеш З. и др. К вопросу о гидродинамике роторных аппаратов // Теоретические основы химической технологии. — 1988. — Т. XXII. — С. 356–361.
12. Сугак Е.В., Войнов Н.А., Степень Р.А. и др. Очистка промышленных газов от газообразных и дисперсных примесей // Химия растительного сырья. — 1998. — № 3. — С. 21–34.
13. Кутепов М.А., Полянин А.Д., Запрянов З.Д. и др. Химическая гидродинамика: Справочное пособие / М.: Квантум, — 1996. — 336 с.
14. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / М.: Гос. изд-во технико-теоретич. литературы, — 1950. — 678 с.
15. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / М.: Машиностроение, — 1992. — 667 с.