

DOI <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2026-26-1-20>

УДК 637.134

К. О. Самойчук, д-р техн. наук

ORCID: 0000-0002-3423-3510

Є. Р. Прісс, аспірант

ORCID: 0009-0000-4376-0198

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

e-mail: kyrylo.samoichuk@tsatu.edu.ua

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОТОРНОГО ДИСПЕРГАТОРА ДЛЯ СТВОРЕННЯ ГОМОГЕННИХ БІЛКОВИХ СТРУКТУР

Анотація. У машинобудівній галузі харчового обладнання операція надання гомогенної структури після ферментації кисломолочних продуктів є новітнім та перспективним процесом у виробництві кисломолочних продуктів. Для її реалізації запропонована конструкція роторного диспергатора з ротором, що регулюється, який здійснює синусоїдальні коливання вздовж вісі. Наведена кінематична схема та принцип дії машини. Обґрунтовано створення динамічної математичної моделі процесу диспергування в роторному апараті з регульованим ротором, в основі якої лежить класична гідродинаміка. Розроблені алгоритми визначення градієнту швидкості та тиску, напір роторного диспергатора та його конструктивно-кінематичні параметри. Миттєві значення швидкостей і тиску будуть визначати ступінь впливу на білкові структури. Значення швидкостей та тиску можна розрахувати за розробленою у статті аналітичною моделлю. Але ступінь впливу на продукт (що буде визначатись реологічними змінами кисломолочних продуктів) можна буде встановити лише експериментально.

Ключові слова: роторний диспергатор, обробка білкових структур, консистенція кисломолочних продуктів, гідродинаміка.

Постановка проблеми. У сучасних харчових технологіях перспективним напрямом є формування гомогенізованих білкових структур, тобто кероване розтягнення й деформування білкових молекул на мікро- та молекулярному рівнях у процесі виробництва кисломолочних продуктів [1; 2]. Реалізація такої операції здійснюється за допомогою роторних диспергаторів [3; 4]. Нині розроблено значну кількість конструктивних варіантів роторних диспергаторів-гомогенізаторів, що відрізняються типом робочих органів, наявністю або відсутністю насосного ефекту, інтенсивністю кавітаційних явищ та іншими особливостями. Одним із фундаментальних і найбільш перспективних підходів до створення нових і вдосконалення наявних способів оброблення сировини є математичне моделювання процесів на основі положень класичної гідродинаміки [5; 6]. Для роторного диспергатора, метою якого є створення пульсаційних гідродинамічних впливів на робоче середовище, яке призводить до покращення сенсорних характеристик кисломолочних продуктів, відсутнє аналітичне обґрунтування ефективної конструкції машини.

Аналіз останніх досліджень. Руйнація жирового шарика відбувається в зонах кавітації, де є надзвичайно високі тиски і швидкості, значні градієнти швидкостей, а також надзвичайно низькі тиски і температури [7; 8]. В основі запропонованої конструкції лежить гідродинамічний насосний агрегат [9; 10]. Традиційно розраховується течія рідини в елементах проточної частини (підводі, робочому колесі та відводі). З огляду на вищесказане можна зробити висновок, що у разі моделювання робочого процесу відцентрового агрегату доцільно розглядати його як систему взаємодіючих між собою елементів. Побудова математичних моделей елементів відцентрових агрегатів для комплексної моделі досить докладно розглянута в роботах [11; 12].

Течія у відцентровому колесі носить складний характер. При цьому основною інтегральною характеристикою процесу передачі рідині енергії в робочому колесі відцентрового агрегату є напір, значення якого розраховується за основним рівнянням гідромашин [13; 14].

Встановлено, що саме роторні апарати з регульованим ротором мають найбільший потенціал застосування у технологічних схемах виробництва кисломолочної продукції [15]. Такі апарати характеризуються широкими можливостями регулювання параметрів оброблення та цілеспрямованого впливу на білкові структури молочної сировини. Вони відзначаються низьким рівнем енерговитрат завдяки рівномірній дисипації енергії в усьому об'ємі оброблюваного середовища, а також забезпечують високу продуктивність технологічного процесу.

У роботі [4] запропоновано конструкцію диспергатора (рис. 1), що забезпечує реалізацію гіпотези перебігу процесу, рушійною силою якого є керований цикл деформацій дисперсної системи в робочій зоні машини, зумовлений гідродинамічними впливами [7; 8].

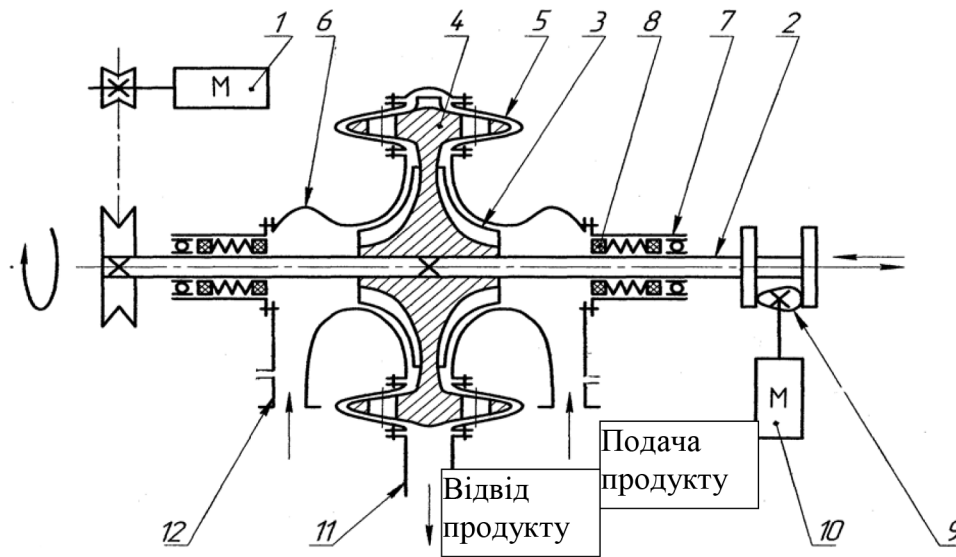


Рис. 1. Функціонально-кінематична схема апарата

Запропонований апарат містить корпус 6, вал 2 із закріпленим ротором 4 та статор 5, виконаний у вигляді двох конічних дисків із робочими поверхнями. Статор жорстко встановлений у корпусі. Вал із ротором змонтовано в корпусі статора на підшипниках 7 зі спеціальним ущільненням 8. Ротор з обох боків оснащений спіралеподібними ребрами жорсткості 3, які одночасно виконують функції лопатей. Між робочими поверхнями статора і робочою поверхнею ротора виставлений мінімальний зазор, що регулюється. До складу апарата також входять вхідний патрубок 12 і вихідний патрубок 11. Електродвигун 1 обертає вал з ротором, а електродвигун 9 за допомогою ексцентрика 9 створює вібраційні коливання.

Оброблюване середовище через вхідний патрубок надходить у центральну частину пристрою із двох сторін і під дією відцентрових сил проходить у зазор між ротором і статором, де і відбувається диспергуючий процес.

Формулювання мети дослідження. Основною метою цієї статті є створення математичної моделі процесу диспергування в роторному диспергаторі з регульованим ротором, яка б враховувала основні гідродинамічні процеси, які протікають до входу в робочу зону, а також безпосередньо у самій зоні.

Основна частина. Розглянемо характер обертових та осьових рухів роторного диспергатора. При осьових переміщеннях (пульсаціях) ротор, переміщуючись вліво, буде утворювати зліва мінімальну h_{\min} , а справа максимальну відстань до стінки h_{\max} , а потім, повертаючись,



буде переміщатися в інший бік, повторюючи свої рухи. Зрозуміло, що гідродинаміка процесу буде змінюватись.

Основний технологічний вплив на продукт здійснюється у разі мікрогідродинамічних високоінтенсивних збурювань у рідині, які викликані диспергуванням, або гомогенізацією. Саме тому в якості прототипу вибрано роторний диспергатор. Рушійною силою диспергування в машинах, де реалізується принцип проштовхування рідини через зазор [1; 2], є градієнт тиску:

$$\frac{dP}{dr} = 2\rho v \frac{G t_g^2 \varphi}{\pi r_0^3 8B^3}, \quad (1)$$

та градієнт швидкості:

$$\frac{dV_r}{dr} = -\frac{G t_g \varphi}{\pi r_0} \frac{1}{4B^2}, \quad (2)$$

де $B = \frac{G}{4\pi r \eta \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}}}$, – висота робочої щілини;

G – витрати рідини через робочу щілину;

r – внутрішній радіус робочої щілини;

η – коефіцієнт витрат рідини, $\eta = 0,9$;

ΔP – тиск подачі рідини;

γ – питома вага рідини;

φ – кут входу рідини в робочу щілину;

ρ – щільність рідини;

V_r – радіальна швидкість потоку;

μ – кінематична в'язкість.

Аналізуючи наведені залежності, видно, що підвищення градієнту швидкості та тиску можливе, головним чином, підвищуючи надлишковий тиск та зменшуючи зазор на довжині шляху руху рідини (рідкого продукту).

Якщо вимушені осьові переміщення валу ротора робити механічним шляхом за допомогою колового ексцентрика з ексцентрисітетом a , то величину осьового переміщення можна визначити таким чином:

$$h = a \left(1 - \sin \pi \left(\frac{n_1 t}{30} - \frac{1}{2} \right) \right), \quad (3)$$

де n_1 – частота осьових коливань ротора, s^{-1}

t – час обертання,

a – амплітуда коливань.

Спочатку визначимо теоретичний напір для початкового положення B_{cep} ексцентрика. З урахуванням запропонованих доповнень [8] до основного рівняння гідромашин теоретичний напір будемо визначати за формулою:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(r_2^2 \cdot \omega \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_2 - \Delta\beta_2)}{z} \psi_2 \right) - \frac{q}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} - K_1 \right), \quad (4)$$

де H_T – теоретичний напір робочого колеса;

$u_2 = \omega r_2$ – колова швидкість обертання на виході з ротора;

q – витратний параметр насоса;

b_2 – ширина виходу з робочого колеса;



$\omega = (\pi n)/30$ – кутова швидкість обертання ротора;
 n – частота обертання робочого колеса, об/хв.;
 g – нормальне прискорення падаючих тіл;
 r_2 – радіус виходу з робочого колеса;
 β_2 – кут нахилу лопаті на виході з ротора, град. ($\beta_2 = 20\text{--}22$);
 z – кількість лопатей;

$K_1 = m \cdot \sqrt[3]{q^2 \cdot n}$ – значення моменту швидкості, що створюється підводом;
 m – коефіцієнт підкрутки ($m = 0,06$).

При цьому сумарний витратний параметр q загалом не зміниться, але буде складатися із $q_{\text{лів}} = q(1 - \sin \pi(n_1 t/30 - 1/2))$ і $q_{\text{пр}} = q - q_{\text{лів}}$.

Напір на вході в робочу щілину буде відрізнятися від теоретичного втратами напору як у самому роторі, так і в пазухах – порожнинах між ротором та корпусом.

Втрати напору в роторі диспергатора визначимо з такої залежності:

$$h_{PK} = \zeta_{PK} \frac{w_1^2}{2g}, \quad (5)$$

де ζ_{PK} – коефіцієнт гідравлічного опору робочого колеса;

w_1 – відносна швидкість потоку на вході в робоче колесо, яка визначається

$$w_1^2 = (u_1 - v_{u1})^2 + v_{m1}^2, \quad (6)$$

де $u_1 = \omega r_1$ – колова швидкість обертання на вході.

Витратний складник швидкості потоку на вході в робоче колесо з урахуванням стиснення визначимо як

$$v_{m1} = \frac{q}{2\pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot \left(1 - \frac{\delta_1 \cdot z}{2\pi \cdot r_1 \cdot \sin \beta_{1,l}}\right)}, \quad (7)$$

$v_{u1} = K_1/u_1$ – коловий складник швидкості потоку на вході в робоче колесо;

r_1 – радіус входу в робоче колесо;

b_1 – ширина входу в робоче колесо;

$\beta_{1,l}$ – кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо;

δ_1 – товщина лопаті на вході.

За розподілом тиску в пазусі визначимо втрати напору:

$$h_{\text{наз.}} = \frac{p_2}{\rho g}, \quad (8)$$

де p_2 – тиск перед входом у робочу щілину.

Тиск будемо визначати за виразом

$$p_2 = \frac{H_T 10^{-4}}{\mu}, \quad (9)$$

де μ – відносна щільність рідини.

Таким чином, маємо характеристику робочого колеса у вигляді:

$$H = H_T - h_{PK} - h_{\text{наз.}}$$

Щоб описати процеси, які протікають у самій щілині, нам необхідно визначити швидкість рідини. Під дією відцентрових сил рідина направляється в робочу зону диспергатора (робочий зазор між ротором і статором) зі швидкістю, яку визначимо за формулою

$$v_g = \frac{q}{F_g}, \tag{10}$$

де q – витрата на виході із ротора;

F_g – площа робочої щілини між ротором і статором.

Характерне значення швидкості v_2 визначимо за формулою:

$$v_2 = \sqrt{U_2^2 + \left[\frac{(\omega + \omega_c) r_2}{2} \right]^2}, \tag{11}$$

де $U_2 = \frac{q}{\pi D_2 s_{n2}}$ – середня швидкість, м/с;

ω і ω_c – кутові швидкості ротора і стінки, с⁻¹.

У нашому випадку висоту робочої щілини з урахуванням (1) можна визначити за виразом:

$$h_{\min} = B_{\text{сер}} - S \cos \varphi/2, \tag{12}$$

$$h_{\max} = B_{\text{сер}} + S \sin \varphi/2. \tag{13}$$

У разі створення динамічної моделі процесу обробки, де постійним параметром є час t , величина B буде змінюватись за один оберт ексцентрика за синусоїдальним законом (рис. 2).

Як показали дослідження [6; 9], мікробурюючі процеси в робочій щілині (кавітаційні ефекти, високі значення градієнтів тиску та швидкості) виникають тільки за наявності відповідних тисків, швидкостей і їх градієнтів, що і є обмеженнями для математичної моделі.

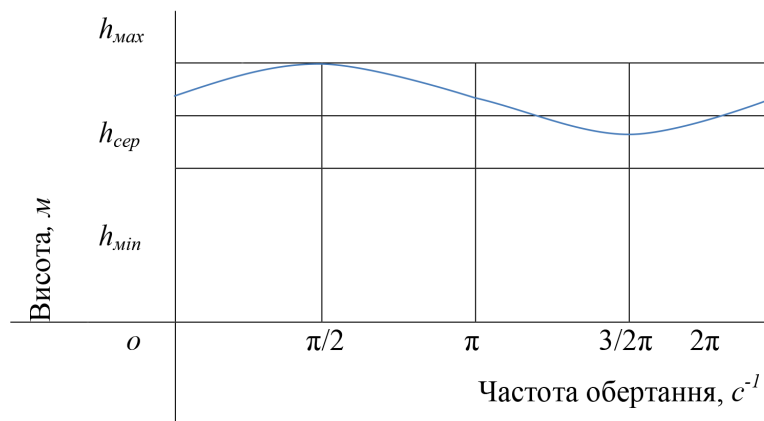


Рис. 2. Графік зміни висоти робочої щілини роторного диспергатора у часі за один оберт ексцентрика

Таким чином, із синусоїдальними змінами висоти щілини, крізь яку проходить продукт, що піддається диспергуванню, істотно (від максимуму до мінімуму) змінюється і вплив на білкові структури кисломолочних продуктів. З огляду на те, що частота обертання ротора буде постійною, то тиск, який створюється за рахунок відцентрового обертання ротора, буде постійним. Отже, головним чинником зміни швидкості руху продукту буде величина зазору. Швидкість буде максимальною у разі максимально відкритої щілини (за рахунок максимального коефіцієнта швидкості каналів у роторі) та мінімальною у разі мінімального значення h_{\min} . Водночас витрата рідкого продукту, що проходить крізь робочий зазор у роторі, буде максимальною у разі максимальної h_{\max} . Отже, при обертах ротора та особових рухах ротора будуть створюватись пульсації (швидкості та тиску) об’ємів продукту. Їх миттєві значення і будуть визначати ступінь впливу на білкові структури. Значення швидкостей та тиску можна розрахувати за наведе-



ною вище аналітичною моделлю. Але ступінь впливу на продукт (що буде визначатись реологічними змінами кисломолочних продуктів) можна буде встановити лише експериментально.

Висновки. У статті обґрунтовано створення динамічної математичної моделі процесу диспергування в роторному апараті з регульованим ротором, в основі якої лежить класична гідродинаміка. Розроблені алгоритми визначення градієнту швидкості та тиску, напір роторного диспергатора та його конструктивно-кінематичні параметри.

У майбутньому планується провести тестування аналітичної моделі на різних суспензіях, розробити і перевірити алгоритми вибору конструктивної схеми проточного тракту ротора, що знов створюється, і прогнозного розрахунку його енергетичних характеристик; забезпечити можливість широкого впровадження оптимізаційних розрахунків на перших етапах розробки диспергатора, що знов створюється, та проведенні експериментальних досліджень із можливим уточненням параметрів розробленої моделі.

Список використаних джерел

1. Dhankhar P. Homogenization fundamentals. *IOSR J. Eng.* 2014, 4, 1–8. DOI: <https://doi.org/10.9790/3021-04540108>
2. Huppertz T. Homogenization of Milk Other Types of Homogenizer (High-Speed Mixing, Ultrasonics, Microfluidizers, Membrane Emulsification). In *Encyclopedia of Dairy Sciences*. 2nd ed. Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011, 761–764. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374407-4.00226-0>
3. Самойчук К. О., Прісс Є. Р. Покращення сенсорних властивостей кисломолочної продукції впливом на білкові структури. The XXI International scientific and practical conference “*Modern technologies and science: problems, new and relevant developments*”, May 26–28, 2025, Zaragoza, Spain. P. 282–284.
4. Самойчук К. О., Прісс Є. Р. Аналіз конструкцій роторних диспергаторів для створення гомогенних білкових структур. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного*, 25 (2). 2025, 212–219. DOI: <https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-2-25>
5. Yong A., Islam M., Hasan N. The Effect of pH and High-Pressure Homogenization on Droplet Size. *Sigma J. Eng. Nat. Sci.* 2017, 35, 1–22. DOI: <https://doi.org/10.26776/IJEMM.02.04.2017.05>
6. Valencia-Flores D., Hernández-Herrero M., Guamis B., Ferragut V. Comparing the Effects of Ultra-High-Pressure Homogenization and Conventional Thermal Treatments on the Microbiological, Phys, and Chem Quality of Almond Beverages. *J. Food Sci.* 2013, 78, 199–205. DOI: https://doi.org/10.1111/1750_3841.12029
7. Acharyaa S., Mishrab V., Patelc J. Enhancing the mixing process of two miscible fluids: A review. *AIP Conference Proceedings* 2021, 2341, 030025. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0051818>
8. Алексенко О. В. Розробка методів розрахунку та дослідження робочого процесу лопатевих насосів : автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук : спец. : 05.05.17. Суми. 2006. 20 с.
9. M. Rayner P. Dejmek, Engineering Aspects of Emulsification and Homogenization in the Food Industry. *CRC Press, Taylor & Francis Group*, 322. 2015. ISBN 9781466580435. DOI: 10.1201/b18436
10. Håkansson A., Fuchs L., Innings F., Revstedt J., Trägårdh C., Bergenståhl B. Velocity measurements of turbulent two-phase flow in a high-pressure homogenizer model. *Chem. Eng. Commun.* 2013, 200, 93–114. DOI: <https://doi.org/10.1080/00986445.2012.691921>
11. Samoichuk K., Yalpachyk V., Kholobtseva I., Dmytrevskyi D., Chervonyi V. Design Improvement of the Rotary-Pulsation Device by Resonance Phenomena. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. DSMIE 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. Pp. 74–83.
12. Ciron C., Gee V., Kelly A., Auty M. Comparison of the effects of high-pressure microfluidization and conventional homogenization of milk on particle size, water retention and texture of non-fat and low-fat yoghurts. *Int. Dairy J.* 2010, 20, 314–320. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.idairyj.2009.11.018>
13. Wang X., Wang Y., Li F., Li L., Ge X., Zhang S., Qiu T. Scale-up of microreactor: Effects of hydrodynamic diameter on liquid–liquid flow and mass transfer. *Chem. Eng. Sci.* 2020, 226, 115838. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2020.115838>
14. J. Morales A., Watts J. McConville. Mechanical particle-size reduction techniques. *AAPS Adv. Pharm. Sci.* 22, 2016. 165–213. DOI: 10.1007/978-3-319-42609-9_4



15. Innings F., Trägårdh C. Visualization of the Drop Deformation and Break-Up Process in a High Pressure Homogenizer. *Chemical Engineering & Technology*. Vol. 28, Issue 8, 2005. 882–891.

Дата першого надходження статті до видання: 18.01.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 22.02.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 28.04.2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)



K. Samoichuk, Ye. Priss

Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

ANALYTICAL STUDIES OF ROTARY DISPERSER PARAMETERS FOR THE FORMATION OF HOMOGENEOUS PROTEIN STRUCTURES

Summary

In modern food technologies, a promising direction is the formation of homogenized protein structures, i.e., the controlled stretching and deformation of protein molecules at the micro- and molecular levels during the production of fermented dairy products. In the field of food machinery engineering, the operation of imparting a homogeneous structure after fermentation of cultured dairy products is a novel and promising process in fermented dairy production. To implement this operation, a rotary disperser design with an adjustable rotor performing sinusoidal oscillations along the axis has been proposed. The kinematic scheme and operating principle of the machine are presented. The development of a dynamic mathematical model of the dispersion process in a rotary apparatus with an adjustable rotor is substantiated; the model is based on classical hydrodynamics. Due to sinusoidal variations in the gap height through which the product passes during dispersion, the impact on the protein structures of fermented dairy products changes significantly (from maximum to minimum). Considering that the rotor rotational speed is constant, the pressure generated by centrifugal rotation of the rotor is also constant. Therefore, the main factor governing the change in product flow velocity is the gap size. The velocity reaches its maximum at the maximum gap opening (due to the maximum flow coefficient of the rotor channels) and its minimum at the smallest gap value. At the same time, the flow rate of the liquid product passing through the working rotor gap is also maximal at the largest opening. Thus, rotor rotation combined with axial oscillatory motion produces pulsations of product volume (velocity and pressure). Their instantaneous values determine the degree of influence on protein structures. The velocity and pressure values can be calculated using the analytical model described above; however, the degree of product modification (determined by rheological changes in fermented dairy products) can only be established experimentally.

Keywords: rotary disperser, protein structure processing, consistency of fermented dairy products, hydrodynamics.