

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ МЕМБРАННОГО ГІДРОПРИВОДНОГО НАСОСА ДЛЯ ДОЗУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

*I.M. Bernyk, к.т.н., доц., зав. каф.,
Кафедра харчових технологій та мікробіології,
В.В. Петрусь, к.т.н., доц.,
Кафедра інженерних систем у будівництві,
Вінницький національний технічний університет*

В даній статті приводяться результати дослідження насосів для перекачування та дозування рідких харчових продуктів або їх складових. Запропоновано удосконалену математичну модель динаміки робочого процесу мембранного гідроприводного насоса з урахуванням реологічних властивостей робочої рідини, яка дозволить проводити дослідження загальних закономірностей гідродинамічних процесів в насосі і гідросистемі в цілому, вирішувати загальні задачі по їх розрахунку і проектуванню, враховувати вид перекачуваного середовища. Результати розв'язку диференціальних рівнянь математичної моделі, отриманих у даній статті, можуть бути рекомендовані для практичної реалізації у вигляді аналітичних залежностей при розробці методики розрахунку для створення нових конструкцій насосів з гідроприводом та оцінювання їх ефективності при перекачуванні різних середовищ харчової промисловості.

***Ключові слова:** харчова промисловість, гідравлічний привод, мембранний насос, перекачуване середовище, математична модель*

MATHEMATICAL MODEL OF WORK OF A MEMBRANE HYDRAULICALLY DRIVEN PUMP FOR FOODSTUFFS DOSING

*I. Bernyk, Ph.D., Technics, Associate Professor, Head of Department,
Department of Microbiology and Processing Technology,
V. Petrus, Ph.D., Technics, Senior Lecturer,
Department of Engineering Systems in Building,
Vinnytsia National Technical University*

This article discusses the use of different types of pumps for pumping and dosing of liquid food products or their constituents. An improved mathematical model of dynamics of hydraulically driven membrane pump working process is proposed, which will enable studies of the general laws of hydrodynamic processes in pump and hydraulic system as a whole, to solve common tasks for their calculation and design, take into account the type of pumping medium. Results of the solution of differential equations of the mathematical model derived in this article can be recommended for practical implementation in the form of analytical curves for the development of methods of calculation for the creation of new structures and hydraulic pumps to assess their effectiveness when pumping various media in the food industry.

***Key words:** food industry, hydraulic drive, membrane pump, pumping medium, mathematical model*

У харчовій промисловості, зокрема в молочній, хлібопекарній, кондитерській, масло-жировій, консервній тощо під час виробництва продукції виконуються різні фізико-механічні процеси. Сировина і напівфабрикати, як і додаткові продукти, необхідно перекачувати, дозувати або перемішувати. Одночасно потрібно обробляти і перекачувати відходи виробництва для їх утилізації. Серед перекачуваних середовищ можна назвати утфель, патоку, сусла, сиропи, хлібні закваски, йогурти з кусочками фруктів, сметану, сирне зерно, тісто, глазурі, соки, соуси, кетчупи, майонези, олії, тваринні жири, кукурудзу, зелений горошок та багато інших., які відрізняються за своїми фізичними властивостями – від середовищ, що за своїми властивостями наближаються до води та до сумішей, що іноді

вимагають їх бережливого транспортування. Для таких цілей використовуються різні типи насосних агрегатів: шестеренні, відцентрові, роторні, імпульсні, гвинтові, мембранні, перистальтичні, змішувальні насоси тощо. Конструктивне виконання насосів для харчових сумішей визначається особливими вимогами – як гігієнічними так і технологічними. Основні недоліки та переваги різних типів насосів при перекачуванні високов'язких рідин наведені в роботі [1]. Обґрунтовано, що для перекачування таких рідин, зокрема, наведених вище, найбільш оптимальними є мембранні насоси. Вони можуть надійно без ризику виходу з ладу працювати при незаповненому всмоктувальному трубопроводі, мають високу здатність до всмоктування, легко змінюють напрям руху перекачуваного середовища, можуть забезпечити його переміщення та неруйнівне транспортування. Крім того, запропоноване в роботі [2] конструктивне виконання мембранного насоса разом з автоматичним блоком керування його гідравлічним приводом забезпечує точне здійснення вибраного робочого ходу, що у поєднанні з регулюванням частоти зворотно-поступальних рухів дозволяє плавно та чітко налаштувати насос для дозування під час технологічних процесів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У наукових роботах [3, 4] та інших створені наукові основи і зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання і розрахунку гідроприводів. Проте, проведений аналіз свідчить про недостатність детальних досліджень динаміки робочих процесів, обґрунтування закономірностей функціональної залежності між параметрами та характеристиками гідроприводів у випадку їх застосування для різних насосних агрегатів, що вимагає проведення подальших додаткових теоретичних та експериментальних досліджень для встановлення нових методів розрахунку гідроімпульсних приводів насосних агрегатів та блоків їх автоматичного керування.

Математичні моделі динаміки робочих процесів гідроприводних насосних агрегатів та дослідження особливостей режимів їх роботи при перекачуванні різних за фізичними властивостями середовищ, розглянуті в роботах [5 - 7]. В переважній більшості зазначених робіт гідропривід розглядається або без врахування стисливості робочої рідини, або її зміни зі зміною тиску в гідросистемі, а також в наведених математичних моделях обмежено розглядаються закономірності функціонування блоків керування гідроприводами досліджуваних насосних агрегатів. Проведені в роботах [8, 9] дослідження дозволили вирішити окремі питання при оцінці динаміки роботи насосних гідроприводних агрегатів, проте необхідний подальший розвиток досліджень в даному напрямку, зокрема у випадку застосування насосних агрегатів в харчовій промисловості.

Формулювання мети і задач. Основною метою є розробка математичної моделі динаміки робочих процесів насосів в харчовій промисловості для забезпечення безперебійного та ефективного протікання технологічного процесу. Дослідження режимів роботи насосного обладнання при перекачуванні різного роду рідин, їх максимально точно дозування, направлене на вдосконалення процесу виробництва шляхом пошуку таких режимів, при яких витрати були б мінімальними, а продуктивність виробництва високою. Одним із шляхів для проведення таких досліджень є проведення математичного моделювання динаміки робочих процесів в запропонованому мембранному насосному агрегаті, опис детальної роботи якого розглянуто в роботі [2]. Вирішенню цієї задачі і присвячено подальше дослідження.

Результати досліджень та їх обговорення. В роботі [9] була запропонована математична модель динаміки робочого процесу мембранного гідроприводного насоса, проте проведені нами подальші експериментальні дослідження показали, що при перекачуванні високов'язких рідин виникають деякі розбіжності між отриманими теоретичними та експериментальними залежностями. Однією з причин таких розбіжностей може бути неврахування втрат тиску робочої рідини в напірних студ.алях, які приєднані до блока керування. Для цього в математичну модель введено коефіцієнт гідравлічного опору гідролінії між порожниною робочого гідроциліндра та порожниною підпружиненого стакана пульсатора та відповідну площу, тиск та об'єм порожнини стакана пульсатора.

У запропонованій нами математичній моделі враховуються лише маси плунжера робочого гідроциліндра з діафрагмою та її штоком (m_2), а також маси клапана і стакана пульсатора (m_1) (рис. 1). Масою інших рухомих елементів насоса нехтуємо.

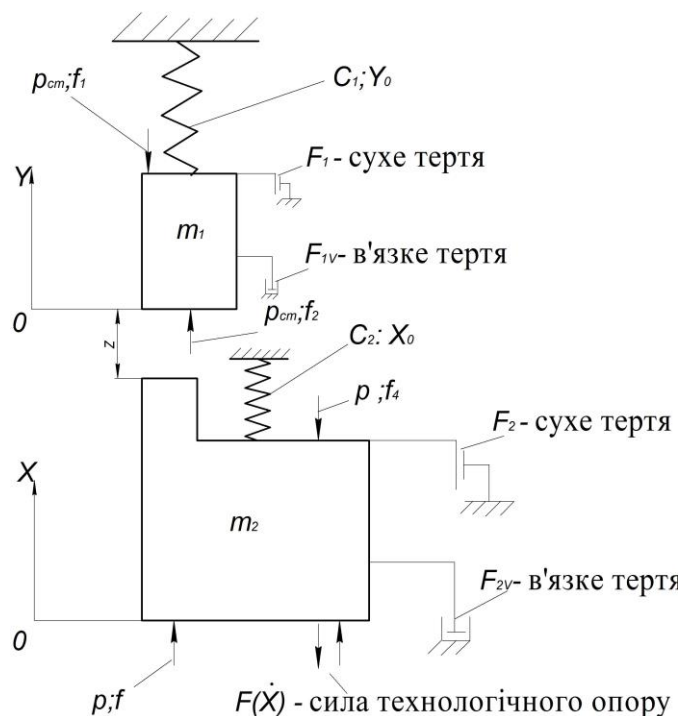


Рис. 1. Кінематична схема для складання динамічних рівнянь

Пружні властивості робочої рідини вважаються зосередженими у порожнині робочого гідроциліндра, в підкляпаній порожнині разом із порожниною над підпружиненим стаканом та в надкляпаній порожнині пульсатора. Решта порожнин з робочою рідиною гідроприводу вважаються незначними і тому абсолютно жорсткими.

На рис. 2 показана розрахункова схема мембранного насосного агрегату з гідроімпульсним приводом, детальний опис якого та опис його робочого процесу ідентичний наведеному нами в роботі [2].

Ефективні площі, на які діє робоча рідина в процесі роботи гідроприводу:

$$f = \pi / 4(d_6^2 - d_5^2) - \text{ефективна площа робочого гідроциліндра};$$

$$f_1 = \pi / 4(d_2^2 - d_1^2) - \text{ефективна площа притискання кульки клапана-пульсатора до сідла};$$

$$f_2 = \pi / 4(d_3^2 - d_2^2) - \text{ефективна площа утримання клапана-пульсатора у відкритому положенні};$$

$$f_4 = \pi / 4d_4^2 - \text{ефективна площа плунжера-штоухача клапана-пульсатора};$$

$$f_{ef} = \pi / 4d_2^2 - \text{ефективна площа підпружиненого стакана пульсатора}.$$

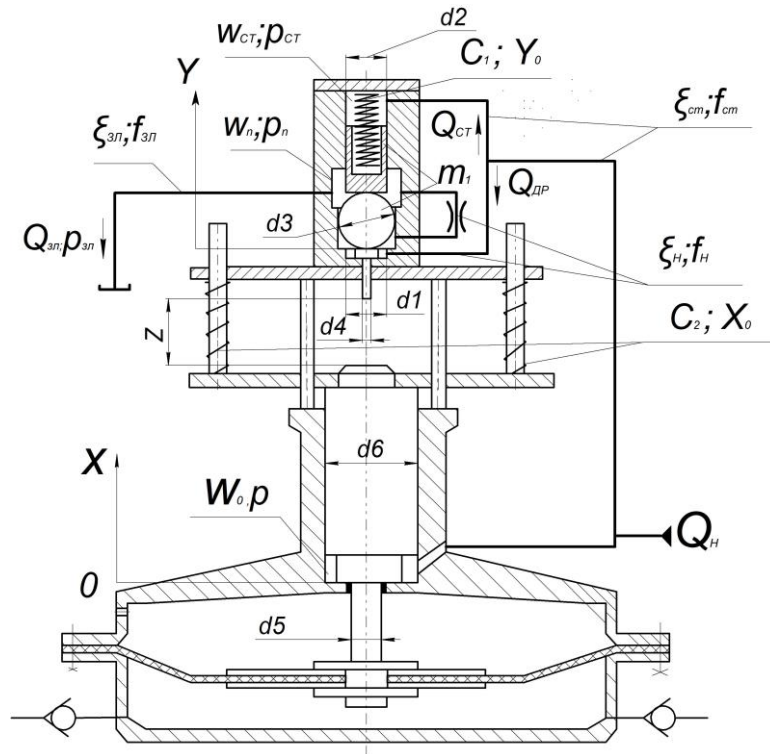


Рис. 2. Розрахункова схема для складання математичної моделі гідроприводного мембранного насоса

Рівняння руху мас можна записати так

$$\begin{aligned} \ddot{X} = & 1/m_2 \left(pf - F_2 \operatorname{sign} \dot{X} - F_{2v} - C_2(X + X_0) - F \left(\frac{\square}{X} \right) \right) \cdot 1(Z - X) + \\ & + \frac{1}{m_1 + m_2} (pf + p_{cm} f_2 \cdot 1(Y) - p_{cm} f_4 - (F_1 + F_2) \operatorname{sign} \dot{X} - F_{1v} - F_{2v} - C_1(Y + Y_0) - \\ & - C_2(X + X_0) - F(\dot{X})) \cdot 1(X - Z); \end{aligned} \quad (1)$$

$$\ddot{Y} = \ddot{X} \cdot 1(X - Z) + \frac{1}{m_1} (p_{cm} f_2 \cdot 1(Z - X) - C_1(Y + Y_0) - F_1 - F_{1v}) \cdot 1(Z - X), \quad (2)$$

де $F_{1v} = B_1 \cdot \dot{Y}$ – сила в'язкого тертя під час руху мас m_1 ;

$F_{2v} = B_2 \cdot \dot{X}$ – сила в'язкого тертя під час руху мас m_2 ;

B_1, B_2 – коефіцієнти в'язкого тертя.

Обмеження руху мас

$X=0$ та $\dot{X} = 0$, якщо $\dot{X} < 0$ та $X < 0$;

$X=H$ та $\dot{X} = 0$, якщо $\dot{X} > 0$ та $X > H$,

де H – конструкційний хід плунжера робочого гідроциліндра.

$Y=0$ та $\dot{Y} = 0$, якщо $\dot{Y} < 0$ та $Y < 0$;

$Y=h$ та $\dot{Y} = 0$, якщо $\dot{Y} > 0$ та $Y > h$,

де h – конструкційний хід клапана-пульсатора.

Для складання балансу витрат робочої рідини в гідросистемі запишемо рівняння для порожнин робочого гідроциліндра та порожнин клапана-пульсатора.

Для порожнини робочого гідроциліндра

$$\beta(W_0 + fX) \cdot \dot{p} = Q_H - f \dot{X} - f_2 \cdot \dot{Y} - Q_{op} \cdot 1(Y) - Q_{cm} + f_4 \cdot \dot{X} \cdot 1(X - Z), \quad (3)$$

де β – сталий коефіцієнт стисливості робочої рідини гідроприводу;

Q_{op} – витрата робочої рідини через дросель пульсатора;

W_0 – об'єм порожнини робочого гідроциліндра при початковому (нижньому) положенні його плунжера разом із порожниною підпружиненого стакана пульсатора;

Q_{cm} – витрата робочої рідини в порожнину підпружиненого стакана пульсатора.

Для надклапанної порожнини пульсатора

$$\beta(W_n - f_2 Y) \dot{p}_n = Q_{DP} - Q_{3L}, \quad (4)$$

де p_n – тиск в надклапанній порожнині пульсатора;

W_n – об'єм надклапанної порожнини пульсатора при закритому його клапані;

Q_{3L} – витрата робочої рідини через зливну гідролінію.

Для порожнини підпружиненого стакана пульсатора

$$\beta(W_{cm} - f_{cm} Y) \dot{p}_{cm} = Q_{cm} - f_{ef} \dot{Y}, \quad (5)$$

де W_{cm} – об'єм порожнини над підпружиненим стаканом пульсатора.

Витрата робочої рідини через дросель пульсатора

$$Q_{DP} = f_H \sqrt{\frac{2|p_{cm} - p_n|}{\rho \xi_H}} \cdot 1(Y) \text{sign}(p_{cm} - p_n), \quad (6)$$

де f_H – середня площа поперечного перерізу каналів між порожниною підпружиненого стакана пульсатора та надклапанною порожниною пульсатора;

ρ – густина робочої рідини гідропривода;

ξ_H – коефіцієнт гідравлічного опору каналів між порожниною стакана пульсатора та надклапанною порожниною пульсатора.

Витрата робочої рідини в порожнину підпружиненого стакана пульсатора

$$Q_{cm} = f_{cm} \sqrt{\frac{2|p - p_{cm}|}{\rho \xi_{cm}}} \cdot \text{sign}(p - p_{cm}), \quad (7)$$

де f_{cm} – середня площа поперечного перерізу каналів між порожниною робочого гідроциліндра та порожниною підпружиненого стакана пульсатора;

ξ_{cm} – коефіцієнт гідравлічного опору гідролінії між порожниною робочого гідроциліндра та порожниною підпружиненого стакана пульсатора.

Витрата робочої рідини через зливну гідролінію

$$Q_{3L} = f_{3L} \sqrt{\frac{2|p_n - p_{3L}|}{\rho \xi_{3L}}} \cdot 1(Y), \quad (8)$$

де f_{3L} – середня площа поперечно перерізу каналів від надклапанної порожнини пульсатора до баку (зливної гідролінії);

ξ_{3L} – коефіцієнт гідравлічного опору каналів між надклапанною порожниною пульсатора та баком;

p_{3L} – тиск підпору у зливній гідролінії.

Розглядаючи насосну сторону при дослідженні динаміки робочого процесу гідроприводного насосного агрегату, слід відзначити, що в харчовій промисловості як правило використовуються багатокомпонентні середовища, які за своїми фізичними властивостями, зокрема густиною та в'язкістю, відрізняються від властивостей простих рідин, наприклад води. Це вимагає більш глибокого опрацювання даної теми.

В роботі [1] наведені рекомендації щодо розрахунку динамічної в'язкості для деяких рідин, зокрема рівняння, що дає можливість знайти динамічну в'язкість рідини в залежності від температури [1, 10, с. 394]:

$$\lg \mu_{\text{дин}} = A' + \frac{B'}{T - T'}, \quad (9)$$

де $\mu_{\text{дин}}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості, сПз;

T – температура перекачуваного середовища, К;

A' , B' , T' – константи рівняння, які приймаються з довідникової літератури, наприклад, з [10 **Error! Reference source not found.**, с. 398].

Детальна методика розрахунку допустимого значення швидкості переміщення мембрани насоса для рідин з різними значеннями густини та в'язкості наведена в роботі [1, с. 65 - 69]. Використання даної методики в розробленій математичній моделі дозволить досліджувати роботу мембранного гідроприводного насоса при перекачуванні різних рідких харчових продуктів та їх складових.

Висновки

Розроблена математична модель динаміки робочого процесу гідроімпульсного привода мембранного насосного агрегату для перекачування різних за реологічними та фізичними властивостями рідин в харчовій промисловості.

Аналітичні залежності, що отримані в роботі на основі уточненої математичної моделі, рекомендуються для розробки методики розрахунку при проектуванні і створення нових конструкцій мембранних насосних агрегатів з гідроімпульсним приводом.

Впровадження на цій основі створених конструкцій насосів у виробництво підвищить ефективність процесів перекачування різних за фізичними властивостями рідин в харчовій промисловості.

Використані джерела

1. Коц І. В. Насоси з гідравлічним приводом для перекачування високов'язких, агресивних та абразивовмісних середовищ / І. В. Коц, В. В. Петрусь // Монографія. - Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012. - 196 с.

2. Патент на корисну модель № 45361U Україна, МПК₈ F04B 43/06. Гідропривідний мембранний насос / Коц І. В., Петрусь В. В.; заявник і власник патента Вінницький національний технічний університет. – № u200904792; заявл. 05.05.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.

3. Гамынин Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н.С. Гамынин, Ю. К. Жданов, Д. Л. Климашин. – М.: Машиностроение, 1979. – 80 с.

4. Навроцкий К. Л. Динамика автономного гидропривода возвратно-поступательного движения / К. Л. Навроцкий // Вестник машиностроения. – 2003. – № 4. – С. 7 – 13.

5. Бритвин Л. Н. Разработка научных основ построения, расчета и применения многофункциональных объемных насосных агрегатов: дис. ... доктора техн. наук: 05.02.02, 05.04.13 / Бритвин Лев Николаевич. – М., 2004. – 450 с.

6. Кукоба А. Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. – Полтава, 2000. – 195 с.

7. Shigapov A. B. A Hydraulic Drive of Booster Pumps / A. B. Shigapov // Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 54. – № 3. – P. 240 – 241.

8. Савуляк В. І. Моделювання робочого процесу гідроімпульсного привода насоса мембранного типу / В. І. Савуляк, І. В. Коц, В. В. Петрусь // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – № 2 (36). – С. 19 – 22.

9. Петрусь В. В. Математична модель динаміки робочого процесу мембранного гідроприводного насоса / В. В. Петрусь, І. В. Коц, В. О. Пішенін, С. М. Бабій // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: Науково-технічний збірник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2014. – № 1(16). – С. 94 - 99.

10. Рид Р. Свойства газов и жидкостей: справочное пособие / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд; пер. с англ. под. ред. Б. И. Соколова. – 3-е изд. – Л.: Химия. – 1982. – 592 с.

References

1. Kots I. V, and V. V. Petrus. 2012. Nasosy z gidravlichnym pryvodom dlya perekachuvannya vysokovyazkykh, agresyvnykh ta abrazyvovymisnykh seredovyshh – Pumps with hydraulic drive for pumping highly viscous, aggressive and abrasive media. Vinnytsia, UNIVERSUM-Vinnytsia, 196 (in Ukrainian).

2. Kots I. V, and V. V. Petrus. 2009. Patent na korysnu model 45361U Ukraina, MPK8 F04V 43/06. Hidropryvidnyi membrannyi nasos – Hydraulically driven membrane pump. Vinnytskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet. u200904792; 21 (in Ukrainian).

3. Gamyнин N. S., Ju. K. Zhdanov, and D. L. Klimashin. 1979. Dinamika bystrodejstvujushhego gidravlicheskogo privoda – Dynamics of high-speed hydraulic drive. M.: Mashinostroenie, 80 (in Russian).

4. Navrockij K. L. 2003. Dinamika avtonomnogo gidroprivoda vozvratno-postupatel'nogo dvizhenija – Dynamics of autonomous reciprocating motion hydraulic drive. Vestnik mashinostroenija. 4:7–13 (in Russian).

5. Britvin L. N. 2004. Razrabotka nauchnyh osnov postroenija, rascheta i primenenija mnogofunkcional'nyh obyomnyh nasosnyh agregatov – Development of scientific principles for the construction, calculation and application of multifunctional volumetric pumping units. M. 450 (in Russian).

6. Kukoba A. T. 2000. Hidropryvodnyi rozchynonasos podviinoi dii.Poltava – Hydraulic drive dosing pump. 195 (in Ukrainian).

7. Shigapov A. B. A Hydraulic Drive of Booster Pumps. Thermal Engineering. – 2007. 54(3):240–241.

8. Savuliak V. I., I. V. Kots, and V. V. Petrus. 2012. Modeliuvannia robochoho protsesu hidroimpulsnoho pryvoda nasosa membrannoho typu – Mathematical model of dynamics of membrane pumping unit hydraulic impulsive drive. Promyslova hidravlika ta pnevmatyka. 2 (36):19–22 (in Ukrainian).

9. Petrus V. V, I. V. Kots, V. O. Pishenin, and S. M. Babii. 2014. Matematychna model dynamiky robochoho protsesu membrannoho hidropryvodnoho nasosa – Mathematical model of dynamics of hydraulically driven membrane pump working process. Suchasni tekhnolohii, materialy i konstruktsii v budivnytstvi: Naukovo-tekhnichniy zbirnyk. 1(16):94–99 (in Ukrainian).

10. Rid R., Dzh. Prausnic, and T. Shervud. 1982. Svoystva gazov i zhidkостей – Properties of gases and liquids. L., Himija. 592 (in Russian).