

ВПЛИВ ЗМІНИ ФОРМИ РОЗПОДІЛЬНИХ ВІКОН НА ПРОПУСКНУ ЗДАТНІСТЬ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

Панченко А. І.¹, д.т.н.,

Волошина А. А.¹, д.т.н.,

Холод І.М.¹, асистент,

Волошин А. А.², викладач спецдисциплін

¹Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Запоріжжя, Україна.

²ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ», м. Запоріжжя, Україна

Постановка проблеми. Аналіз проведених досліджень, пов'язаних з проектуванням гідромашин [1–3], дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного врахування низки важливих чинників. Основним вузлом, що визначає працездатність планетарних гідромашин є розподільна системи [4–6]. Від конструкції та виконання елементів розподільної системи залежать такі параметри гідромашини, як пропускна здатність, гідравлічний та об'ємний ККД, максимальне і мінімальне число обертів та витрата робочої рідини. Таким чином, проведення досліджень пов'язаних з підвищенням технологічності виготовлення елементів розподільних систем є актуальним завданням, спрямованим на підвищення пропускної здатності планетарних гідромоторів.

Основні матеріали дослідження. Для підвищення пропускної здатності планетарних гідромоторів шляхом підвищення технологічності виготовлення елементів їх розподільних систем необхідно: розробити розрахункові схеми, математичну модель та алгоритм розрахунку, що дозволять досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з вікнами круглої форми на зміну пропускної здатності планетарного гідромотора.

Розподільна система планетарного гідромотора складається з нерухомого та рухомого розподільників. На торцевій поверхні нерухомого розподільника виконані вікна нагнітання і зливу. З цими вікнами контактують робочі і розвантажувальні вікна рухомого розподільника, розташовані на його торцевій поверхні. Накладення робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника на вікна нагнітання і зливу нерухомого розподільника утворюють зону розподілу та відображають схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини (рис. 1). На розрахунковій схемі (рис. 1) показано утворення зон нагнітання і зливу при підводі (відводі) робочої рідини до робочих камер гідромотора.

За аналогією роботи розподільної системи з сегментними вікнами [4–6] між кількістю робочих вікон рухомого Z_1 і нерухомого Z_2

розподільників існує взаємозв'язок: $Z_2 = 2Z_1 + 2$, при цьому $Z_2 = 2Z$, де Z – кількість циклів, обумовлена кінематичною схемою розподільної системи. Відомо [4–6], що кількість циклів не може бути менше трьох, тобто $Z \geq 3$. Співвідношення кількості вікон нагнітання $Z_2/2$ нерухомого розподільника до кількості робочих вікон $Z_1/2$ рухомого розподільника визначає кінематичну схему розподільної системи.

Кут між робочими вікнами рухомого розподільника (рис. 2) в статичному положенні дорівнює $a = 2\pi / Z_1$, а кут між вікнами нерухомого розподільника – $b = 2\pi / Z_2$.

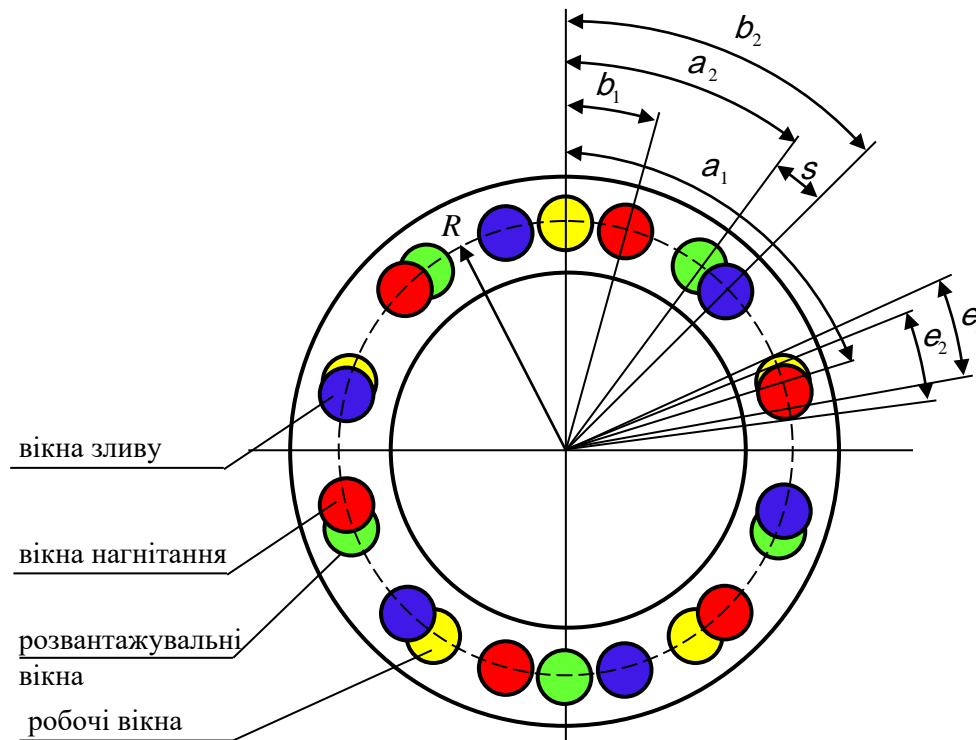


Рис. 1. Розрахункова схема миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини розподільної системи з круглими вікнами

Кут розташування першого робочого вікна a_1 рухомого розподільника визначається за виразом $a_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t$, а поточні кути розташування наступних вікон рухомого розподільника будуть дорівнювати: $a_2(t) = a_1(t) + a$, ..., $a_i(t) = a_{i-1}(t) + a$.

Кут розташування першого вікна нагнітання b_1 нерухомого розподільника визначається за виразом: $b_1 = \pi / Z_2$, а поточні кути розташування наступних вікон нерухомого розподільника будуть дорівнювати: $b_2 = b_1 + b$, ..., $b_i = b_{i-1} + b$.

Кут між поточними центрами вікон рухомого і нерухомого розподільників, які знаходяться в перекритті, визначається за виразом: $s_i(t) = |b_i - a_i(t)|$, причому для перекриття розподільних вікон повинна виконуватися умова $s_i \leq b/2$.

При визначенні кутів, що обмежують геометричні параметри

вікон рухомого e_1 і нерухомого e_2 розподільників, необхідно дотримуватися умови $e_1 + e_2 = 2\rho / Z_2$. Тоді, мінімальний кут, що обмежує геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників, буде дорівнювати [7, 8]:

$$e_{1\min} = e_{2\min} = 2\arcsin \frac{d}{2R}, \quad (1)$$

де d – мінімально можливий діаметр вікна, вибирається виходячи з конструктивних особливостей;

R – радіус розташування розподільних вікон.

Максимальний кут, що обмежує геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників, дорівнює:

$$e_{1\max} = e_{2\max} = \frac{2\rho}{Z_2} - e_{1\min}. \quad (2)$$

Виходячи з цього радіус вікна рухомого розподільника дорівнює:

$$r_1 = R \times \sin \frac{e_1}{2}, \quad (3)$$

а радіус вікна нерухомого розподільника:

$$r_2 = R \times \sin \frac{e_2}{2}. \quad (4)$$

Площа перекриття S вікон нерухомого розподільника вікнами рухомого визначається на підставі розрахункової схеми. Поточна площа перекриття S_i вікна нагнітання нерухомого розподільника робочим вікном рухомого розподільника відповідає площі фігури $ABCD$ [7, 8].

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (5)$$

де S_{1i} – площа сегмента ABC , $S_{1i} = \frac{r_1^2}{2}(j_{1i} - \sin j_{1i})$;

S_{2i} – площа сегмента ADC , $S_{2i} = \frac{r_2^2}{2}(j_{2i} - \sin j_{2i})$;

де $j_{1i} = 2 \arccos \frac{r_1}{r_1} \times \sin \frac{e_1}{2}$;

$j_{2i} = 2 \arccos \frac{r_2}{r_2} \times \sin \frac{e_2}{2}$.

Тоді, площа перекриття S_i вікна нагнітання нерухомого розподільника робочим вікном рухомого розподільника дорівнює:

$$S_i = \frac{r_1^2}{2}(j_{1i} - \sin j_{1i}) + \frac{r_2^2}{2}(j_{2i} - \sin j_{2i}). \quad (6)$$

У разі однакових геометричних параметрів вікон рухомого і нерухомого розподільників, тобто $r_1 = r_2 = r$, $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, площа прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами буде дорівнювати:

$$S(t) = \overset{\circ}{a} S_i = \overset{\circ}{a} \sum_{i=1}^Z (j_i - \sin j_i) \times r^2. \quad (7)$$

Пропускна здатність розподільної системи планетарного гідромотора визначається, як течія робочої рідини через щілину [7–10]:

$$Q = \mu \overset{\circ}{a} \sum_{i=1}^Z (j_i - \sin j_i) \times r^2 \times \sqrt{\frac{2(p_{ex} - p_{eux})}{\rho}}, \quad (8)$$

де μ – коефіцієнт витрати; ρ – щільність робочої рідини; p_{ex} – тиск на вході в гідромотор; p_{eux} – тиск на виході з гідромотора.

Розроблена математична модель, дозволяє досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора досліджена на ПЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim.

В результаті проведених досліджень визначено взаємозв'язок між площею прохідного перетину (пропускною здатністю) та кінематичними схемами розподільної системи планетарного гідромотора (табл. 1).

Встановлено, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину зменшується. При цьому зменшується і амплітуда коливань площі. При додатковому використанні розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих вікон пропускна здатність збільшується на 15...30% – з використанням двох, 20...35% – з використанням трьох і 50...100% – з використанням чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми. При цьому амплітуда коливань площі зменшується в 2 рази.

Необхідно відзначити, що критичним параметрам, що визначає працездатність розподільної системи планетарного гідромотора є коливання площі прохідного перетину [7–10], які викликають пульсацію крутного моменту та частоти обертання валу гідромотора. Тому, з метою усунення пульсацій вихідних параметрів гідромоторів рекомендується використовувати кінематичні схеми з амплітудою коливань площі прохідного перетину до 6 мм².

Висновки. В результаті проведених досліджень обґрунтована, як більш технологічна, форма вікон розподільної системи, виконаних у вигляді кола. Розроблені розрахункові схеми, математична модель та алгоритм розрахунку, дозволяють досліджувати вплив зміни геометричних параметрів розподільної системи з круглими вікнами на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Таблиця 1

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми

Кінематична схема	Кількість робочих вікон	Кількість додаткових вікон	Площа прохідного перетину, мм ²			
			max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	3	-	150	75	115	75
		2	185	155	167	30
5/4	4	-	100	77	85	23
		2	142	117	127	25
		4	177	165	170	12
6/5	5	-	83	70	75	13
		2	111	98	103	13
7/6	6	-	73	60	65	13
		2	91	85	87	6
		3	102	96	98	6
		4	112	106	108	6
8/7	7	-	63	55	58	8
		2	73	70	71	3
9/8	8	-	55	52	53	3
		2	68	64	65	4
		4	81	79	80	2
10/9	9	-	50	47	48	3
		2	64	61	62	3
11/10	10	-	46	43	44	3
		2	54	52	53	2
		4	63	61	62	2
12/11	11	-	42	39	40,5	3
		2	49	47	48	2
13/12	12	-	39	36	37,5	3
		2	45	43	44	2
		3	48	47	47,5	1
		4	51	50	50,5	1

Для практичного застосування результатів досліджень при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих. З метою усунення пульсацій вихідних параметрів гідромоторів рекомендується використовувати кінематичні схеми з амплітудою коливань площі прохідного перетину до 6 мм².

Список використаних джерел

1. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14 (4). P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.
2. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM

gears: Design, production technology, research // Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. 14 (3). P. 391–397. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008

3. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. DOI: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

4. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.

5. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Pashchenko V., Zasiadko A. Influence of the Shape of Windows on the Throughput of the Planetary Hydraulic Motor's Distribution System. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV*. DSMIE 2021. LNME. Springer, Cham, 2021. Vol. 2. 146-155. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15

6. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. DOI: 10.31388/10.31388/2078-0877.

7. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68–85. DOI: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

8. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II*. DSMIE 2019. LNME. Springer, Cham, 732–741, (2020), https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_73.

9. Панченко А.І., Волошина А.А., Волков С.В., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей розподільних систем на зміну робочих параметрів планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 2. С. 3–20. DOI:10.31388/2078-0877-2021-21-2-3-20.

10. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2019. № 1 (63). С. 55–60.