

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-70-84

## **ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ**

Панченко А. І., д.т.н.

Волошина А. А., д.т.н.,

Волков С. В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

*імені Дмитра Моторного*

Тел. (0619) 42-04-42

Волошин А. А., інженер

*ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ імені Дмитра Моторного»*

**Анотація** – Робота присвячена дослідженню впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем на ККД планетарного гідромотора з метою поліпшення ефективності його роботи. Ефективність роботи будь-якої гідравлічної машини оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Тому, комплексні дослідження, що визначають закони руху елементів витискувальної системи, а також подачі робочої рідини в робочі камери гідромотора розподільною системою з метою підвищення його ККД є актуальною на сьогоднішній день задачею.

В результаті проведених досліджень розроблений математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних і об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем на ефективність роботи планетарного гідромотора. Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система, а на об'ємний ККД – розподільна. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів витискувальної системи, а також ж похибкою форми їх виготовлення, а об'ємні втрати визначаються витокami в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

**Ключові слова** – планетарний гідромотор, витискувальна система, внутрішній і зовнішній ротори, розподільна система, рухомий і нерухомий розподільники, гідромеханічний ККД, об'ємний ККД, загальний ККД.

*Постановка проблеми* – Підвищення ефективності використання самохідної техніки вимагає розробки та удосконалення конструкцій мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем, що в свою чергу залежить від наявності середньо- і низькооборотних гідромоторів.

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються в мехатронних системах з гідравлічним приводом, є планетарні гідромашини [1-3], які працюють на високому тиску. Ця якість особливо важлива для самохідної техніки та забезпечує можливість отримання в них великих пускових моментів та роботи на самій низькій частоті обертання при заданій потужності.

Найпоширенішим представником планетарних гідромашин, розробленими та виробленими в СНД є гідромотор серії ГПР-Ф [4, 5]. До його недоліків можна віднести недостатню надійність, обумовлену наявністю витоків по валу (при роботі на високих тисках), передчасного зносу ущільнень валу і, як наслідок, зниження ККД. Одними із шляхів вирішення зазначеної проблеми можуть бути комплексні дослідження, що визначають закони руху елементів витискувальної системи, а також подачі робочої рідини розподільною системою в робочі камери гідромотора шляхом вдосконалення існуючих конструкцій гідромоторів з метою підвищення їх ККД.

*Аналіз останніх досліджень* – В даний час дуже мало опублікованої літератури по проектуванню та виготовленню орбітальних і планетарних гідромашин [6]. Розглянуто питання проектування роторів героторного насоса. Розроблено математичну модель, що описує зміну навантажень в зубчастій системі [7]. Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса. Запропоновано моделі, що враховують компресійний стан робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних насосів [8]. Наведено методику проектування і виготовлення роторів героторних машин. Запропоновано технологічний процес виготовлення роторів. Проведено експериментальні дослідження [9]. Питання проектування орбітальних і планетарних гідромоторів залишаються відкритими.

Багато уваги приділено розробці математичних моделей процесів, що відбуваються в орбітальних гідромоторах [10, 11]. Запропоновано універсальну модель мехатронної системи з орбітальним гідромотором [12]. Розроблено математичні моделі систем з гідромашинами планетарного типу [13, 14], обґрунтовані способи розподілу робочої рідини [15] та кінематичні схеми розподільних систем [16, 17], досліджено вплив конструктивних особливостей розподільних [18, 19] та витискувальних [20, 21] систем на вихідні характеристики планетарних гідромашин. Не розглянуто питання, пов'язані з

визначенням втрат в гідромашинах планетарного типу.

Виконано аналіз схеми гібридного насоса та виявлено основні параметри, що впливають на робочий процес та ККД [22]. Представлені розрахункові енергетичні характеристики, що виражають залежність подачі та ККД від напору.

Для гідромоторів різних конструкцій та робочих об'ємів отримані значення співвідношень механічних втрат на тертя до сумарних втрат моменту [23, 24]. Отримані результати дозволяють уточнити частку механічних втрат на тертя в загальному балансі втрат та встановити напрямок подальших робіт по зниженню втрат на тертя, зносу вузлів тертя та підвищення довговічності гідромоторів.

Відомо [22-26], що технічний стан будь-якої гідравлічної машини характеризується об'ємним та гідромеханічним ККД. Гідромеханічний ККД гідромашини характеризується гідравлічними втратами, викликаними проходженням робочої рідини через канали розподільної системи, та втратами на тертя рухомих елементів витискувальної системи. Так як гідравлічний опір каналів в елементах розподільної системи в процесі експлуатації гідромашини незмінний, то враховують тільки механічні втрати (втрати на тертя), та ККД називають механічним [25, 26]. З огляду на специфіку роботи гідроагрегатів (все елементи, які труться знаходяться в масляній ванні), необхідно відзначити, що робочі елементи гідромашин набагато менше схильні до зносу, ніж робочі елементи механічних систем, тому в процесі роботи гідроагрегату його механічний ККД практично не змінюється, і, отже, не впливає на технічний стан гідромашини в цілому. Об'ємний ККД гідромашини характеризується наявністю зазорів між ущільнювальними елементами та визначає втрати, пов'язані з перетіканням робочої рідини із зони високого тиску в зону низького. Необхідно відзначити [26], що навіть незначна зміна ущільнюючих зазорів (0,05...0,1 мм) викликає різке зменшення об'ємного ККД гідромашини (за рахунок збільшення перетоків).

Аналіз гідродинамічних процесів [27-29], що протікають при роботі високомоментних гідромоторів, показує, що об'ємні, гідравлічні та гідромеханічні втрати в основних вузлах, що роблять істотний вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різними по своїй фізичній природі параметрами. Крім того, якість проєктованого або модернізованого гідромотора, його вихідні характеристики можна оцінити рядом показників – критеріїв, що відображають різні властивості його елементів, а також їх функціонування. Доцільно, кожен вид втрат в вузлах гідромотора, розглядати як окремий критерій якості, що дозволить при розробці та дослідженні отримати більш повне уявлення, про його можливості.

*Формулювання цілей статті* – Поліпшення ефективності роботи

гідромашин планетарного типу шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей його витискувальної та розподільної систем на ККД.

*Основна частина* – Відомо [4, 30], що основні втрати в планетарних гідромашинах пов'язані з перетворенням механічної енергії в енергію потоку робочої рідини, і навпаки. В планетарних гідромашинах є втрати, викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей (внутрішнього і зовнішнього роторів) витискувальної системи – механічні втрати, втрати напору потоків рідини (перепад тиску) – гідравлічні та об'ємні втрати, викликані витоками робочої рідини в розподільній системі. Ефективність роботи будь-якої гідравлічної машини оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Відомо [4, 5, 25, 26], що ККД визначається відношення вихідної  $N_{вих}$  (корисної) потужності до вхідної  $N_{вх}$  (затраченої) потужності гідромотора. Так як, гідромотор служить для перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну енергію обертового руху, вхідні параметри гідромотора (без урахування втрат в гідроапаратурі і трубопроводах) визначаються вихідними параметрами насоса і представляються витратою  $Q_{зм}$  та тиском  $\Delta p$  робочої рідини. Взаємозв'язок вхідних параметрів гідромотора (витрати і тиску) характеризує вхідну  $N_{вх}$  (затрачену) потужність гідромотора.

$$N_{вх} = Q_{зм} \cdot \Delta p.$$

Вихідні параметри гідромотора представляються крутним моментом  $M_{кр}$  та частотою обертання  $n$  вихідного валу. Взаємозв'язок вихідних параметрів гідромотора (крутного моменту та частоти обертання) характеризує вихідну  $N_{вих}$  (корисну) потужність гідромотора.

$$N_{вих} = M_{кр} \cdot n.$$

Після підстановки значень, що відповідають вхідній  $N_{вх}$  та вихідній  $N_{вих}$  потужностям, маємо

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot n}{\Delta p \cdot Q_{зм}}. \quad (1)$$

Також загальний ККД гідромотора можна уявити, як добуток двох його приватних значень – гідромеханічного  $\eta_{г.м}$  та об'ємного  $\eta_{об}$  [4, 5, 25, 26]

$$\eta = \eta_{г.м} \cdot \eta_{об}. \quad (2)$$

Механічні втрати  $\eta_{г.м}$  гідромотора характеризуються крутним моментом  $M_{кр}$ , робочим об'ємом  $V_{зм0}$  та перепадом тиску  $\Delta p$

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{кр}}{\Delta p \cdot V_{гм0}}, \quad (3)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент на валу планетарного гідромотора, який з урахуванням компенсуючого механізму, виражається залежністю [4, 30]

$$M_{кр} = 2 \left( e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h_i; \quad (4)$$

$V_{гм0}$  – робочий об'єм гідромотора;

$e$  – міжцентрова відстань між зовнішнім і внутрішнім роторами;

$\delta_T$  – технологічний зазор між зовнішнім і внутрішнім роторами;

$P_\phi$  – похибка форми виготовлення поверхонь зовнішнього і внутрішнього роторів. Контроль похибки форми виготовлення роторів здійснювався за методиками, наведеними в роботі [31]. Для модернізованого гідромотора відхилення похибки форми зубчастої поверхні роторів задавалися з урахуванням можливостей технології виготовлення [4];

$b$  – ширина роторів;

$z_1$  – кількість зубів внутрішнього ротора;

$U$  – передаточне відношення компенсуючого механізму;

$h_i$  – висота зазору між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

Після підстановки в вираз (3) вираз (4) для визначення крутного моменту  $M_{кр}$ , отримаємо залежність, що описує зміни теоретичних гідромеханічних втрат  $\eta_{т.г.м}$  планетарного гідромотора в процесі експлуатації в усьому діапазоні зміни діаметрального зазору  $\delta_T$

$$\eta_{т.г.м} = \frac{2 \left( e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{гм0} \cdot U}. \quad (5)$$

Аналіз залежності (5) показує, що зміни теоретичних гідромеханічних втрат аналогічні змінам крутного моменту  $M_{кр}$ .

Відомо [4, 30], що об'ємний ККД  $\eta_{об}$  гідромотора можна виразити відношенням теоретичної витрати  $Q_{гм.г} = n \cdot V_{гм0}$  до дійсної  $Q_{гм}$

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{гм0}}{Q_{гм}}, \quad (6)$$

де  $Q_{гм}$  – витрата робочої рідини, підведеної до витискувальної системи

$$Q_{гм} = Q_{гм.г} + Q_{гм.п}; \quad (7)$$

$Q_{гм.п}$  – перетікання по діаметральному зазору в витискувальній

системі

$$Q_{z.m.n} = \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (8)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  
 $h'$  – висота щілини (внутрішнього ротора);  
 $\rho$  – щільність робочої рідини.

Підставляючи у рівняння (6) вираження (7) і (8) отримаємо залежність для визначення теоретичних об'ємних втрат  $\eta_{об}$  при значеннях діаметрального зазору  $\delta > \delta_{кр}$

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{z.m0}}{n \cdot V_{z.m0} + \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad (9)$$

а при значеннях діаметрального зазору  $\delta < \delta_{кр}$  об'ємні втрати визначаються залежністю (6).

Загальний технічний стан планетарного гідромотора в процесі експлуатації (при зносі його внутрішнього і зовнішнього роторів) оцінюється залежностями:

- при  $\delta > \delta_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left( e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \left( n \cdot V_{z.m0} + \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \right)}; \quad (10)$$

- при  $\delta < \delta_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left( e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (11)$$

Залежність (5) для визначення теоретичних гідромеханічних втрат  $\eta_{т.г.м}$  справедлива для моделювання втрат в проектуваному гідромоторі, а гідромеханічні втрати  $\eta_{г.м}$  в реальному гідромоторі з урахуванням впливу похибки форми  $P_\phi$  внутрішнього і зовнішнього роторів можна визначити, як різницю теоретичних гідромеханічних втрат  $\eta_{т.г.м}$  і втрат  $\eta_{г.м.n.\phi}$ , що залежать від похибки форми:

$$\eta_{г.м} = \eta_{т.г.м} - \eta_{г.м.n.\phi}. \quad (12)$$

При цьому діаметральний зазор  $\delta$ , представлений сумою значень похибки форми  $P_\phi$  внутрішнього і зовнішнього роторів і технологічного зазору  $\delta_T$ , тобто  $\delta = \delta_T \pm P_\phi$ , можна визначити

відношенням втрат, що залежать від похибки форми  $\eta_{г.м.п.ф}$  до теоретичних гідромеханічних втрат  $\eta_{т.г.м}$

$$\delta = \frac{\eta_{г.м.п.ф}}{\eta_{т.г.м}}.$$

Звідси втрати  $\eta_{г.м.п.ф}$ , що залежать від похибки форми виготовлення внутрішнього і зовнішнього роторів, дорівнюватимуть

$$\eta_{г.м.п.ф} = \delta \cdot \eta_{т.г.м} \quad (13)$$

Підставивши вираження (13) у вираження (12), після перетворень отримаємо реальні гідромеханічні втрати  $\eta_{г.м}$  в планетарному гідромоторі

$$\eta_{г.м} = \eta_{т.г.м} \cdot (1 - \delta). \quad (14)$$

Тоді, реальні гідромеханічні втрати планетарного гідромотора дорівнюватимуть

$$\eta_{г.м} = \frac{(1 - \delta) \cdot 2 \cdot \left( e \pm \frac{\delta}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{гм0} \cdot \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (15)$$

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної системи на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей витискувальної системи (внутрішнього і зовнішнього роторів), а також ж похибкою форми їх виготовлення.

Об'ємний ККД є основним параметром, що характеризує технічний стан гідромотора та залежить від об'ємних втрат. У планетарному гідромоторі об'ємні втрати, в основному, визначаються витоками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників та визначаються відношенням фактичних витрат робочої рідини до теоретичних [4, 30]

$$\eta_{об} = \frac{Q_{гм.т} - Q_{гм.у}}{Q_{гм.т}} = 1 - \frac{Q_{гм.у}}{Q_{гм.т}}, \quad (16)$$

де  $Q_{зм.т}$  – теоретична витрата робочої рідини в розподільній системі;

$Q_{зм.у}$  – витоки робочої рідини (об'ємні втрати) в торцевому зазорі між рухомим і нерухомим розподільниками.

Теоретична витрата робочої рідини в розподільному блоці визначається виразом [4, 16, 18, 19, 30]:

$$Q_{зм.т} = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z \left[ \left( \frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (17)$$

де  $Z_2$  – кількість вікон нерухомого розподільника;

$\Delta$  – зазор між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників;

$\alpha_i$  – поточний кут розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника;

$\beta_i$  – поточний кут розташування вікон нагнітання і зливу нерухомого розподільника;

$R_1^0$  – внутрішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників;

$R_2^0$  – зовнішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників.

Витоки робочої рідини (об'ємні втрати) в зазорі між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників дорівнюють [4, 30]:

$$Q_{зм.у} = Q_{зм.у_н} + Q_{зм.у_зл}, \quad (18)$$

де  $Q_{зм.у_н}$  – витоки робочої рідини в зоні високого тиску (нагнітання)

$$Q_{зм.у_н} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{н.і} \left[ \frac{p'}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.н}^2}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right]; \quad (19)$$

$Q_{зм.у_зл}$  – витоки робочої рідини в зоні низького тиску (зливу)

$$Q_{зм.у_зл} = \frac{h''^3}{12\mu'} \sum \varphi_{зл.і} \left[ -\frac{p'}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.н}^2}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right]. \quad (20)$$

де  $h''$  – висота зазору між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників;

$\mu'$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;



$\varphi_{н.і}$  – кут, який обмежує геометричні параметри розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті в зоні дії тиску нагнітання;

$\varphi_{зл.і}$  – кут, який обмежує геометричні параметри розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті в зоні дії тиску зливу;

$p'$  – тиск робочої рідини в нагнітальній магістралі з урахуванням конструктивних особливостей планетарного гідромотора;

$\omega_{зм}$  – кутова швидкість валу гідромотора;

$R'_1$  – внутрішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників з урахуванням ущільнюючого паска;

$R'_2$  – зовнішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників з урахуванням ущільнюючого паска.

Підставивши у вираження (18) вираження (19, 20) для визначення витоків в зоні високого  $Q_{зм.у_н}$  і низького  $Q_{зм.у_зл}$  тиску, отримаємо об'ємні втрати в розподільній системі планетарного гідромотора

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \left[ p' \cdot \frac{\sum \varphi_{н.і} \cdot \ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \sum \varphi_{зл.і} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2 \cdot (\sum \varphi_{н.і} + \sum \varphi_{зл.і})}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}} \right) \right]. \quad (21)$$

Так як сумарний кут, що обмежує дію тиску нагнітання дорівнює куту, що обмежує зону зливу  $\sum \varphi_{н.і} = \sum \varphi_{зл.і}$ , то залежність (21) прийме вигляд

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot \left[ p'(t) \cdot \frac{\left( \ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \right] \quad (22)$$

$$-\frac{3\rho \cdot \omega_{эм}^2}{20} \cdot \left[ \frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right].$$

Позначивши в залежності (22)

$$a = \left( \ln \frac{R_1'}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R_2'} \right) / \left( \ln \frac{R_1'}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R_2'} \right),$$

$$b = (R_1^{02} - R_1'^2) / \ln \frac{R_1'}{R_1^0} + (R_2'^2 - R_2^{02}) / \ln \frac{R_2^0}{R_2'}$$

та підставивши вираження (17) і (22) у вираження (16), отримаємо об'ємний ККД розподільної системи, що характеризує її працездатність

$$\eta_{об} = 1 - \frac{\frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \sum \varphi_i \cdot \left( p'(t) \cdot a - \frac{3\rho \cdot \omega_{эм}^2}{20} \cdot b \right)}{\mu \cdot \sum \left[ \left( \frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (21)$$

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей розподільної системи на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на об'ємний ККД надає його розподільна система. Причому, об'ємні втрати викликані витоками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

*Висновки.*

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних і об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система, а на об'ємний ККД – розподільна система. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей витискувальної системи (внутрішнього і зовнішнього роторів), а також ж похибкою форми їх виготовлення, а об'ємні втрати визначаються витоками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

## Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.

2. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.

3. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88-95.

4. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

5. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев: УкрНИИИТИ, 1969. – 55 с.

6. *Gamez-Montero P.J., Codina E., Castilla R.* A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines // Energies, 2019. 12. 2423. Doi: 10.3390/en12122423.

7. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. Vol. 14. Is. 4. P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005

8. *Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Chul K., Jung S. Y.* Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump // Journal of Mechanical Design. 2006. Vol. 129. Is. 10. P. 1099-1105. Doi:10.1115/1.2757629.

9. *Furustig J., Almqvist A., Bates C.A., Ennemark P., Larsson R.* A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / Tribology International. 2015. Vol. 90. P. 248–256. Doi: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

10. *Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C.* Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves // Journal of Mechanical Design. 2012. Vol. 134. Is. 1. P. No: 011005-12. Doi: 10.1115/1.4004423.

11. *Ding H., Lu J.X., Jiang B.* A CFD model for orbital gerotor motor // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2012. Vol.15. Is. 6. No: 062006. Doi:10.1088/1755-1315/15/6/062006.

12. *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.

13. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // Промислова гідравліка і пневматика, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

14. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // Промислова гідравліка і пневматика, 2014. №1 (43). С. 71-82.

15. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

16. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

17. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 45 (1154). – С.53-59.

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

19. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* 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.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.

21. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2014. Vol. 16. No 3. P. 179-186.

22. *Спирidonov Е. К., Хабарова Д. Ф.* Принципиальные схемы и характеристики бесклапанных насосов с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2016. Том 18. №1 (2). С. 309-313.

23. Аврунин Г.А., Белый О.И., Кабаненко И.В. и др. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиальнопоршневых гидромашинах для мобильной техники // Механіка та машинобудування.–Харків:НТУ «ХПІ»,2006. №1. С.80-87

24. Аврунин Г.А., Пимонов И.Г., Мороз И.И. Анализ изменения потерь мощности в объемных гидромашинах // Промислова гідравліка і пневматика, 2017. № 3 (57). С. 47-54.

25. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.

26. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы. – М.: Машиностроение. – 1982. – 423с.ил.

27. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. Journal of Fluids Engineering, 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

28. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. Journal of Fluids Engineering, 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

29. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research // Archives of Civil and Mechanical Engineerin. 2014. Vol. 14. Is. 3. P. 391–397. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008.

30. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко І. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата // Промислова гідравліка і пневматика, 2018. № 1 (59). С. 55-71.

31. Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

## **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ**

Панченко А. И., Волошина А. А., Волков С. В., Волошин А. А.

*Аннотация* – Работа посвящена исследованию влияния конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем на КПД планетарного гидромотора с целью улучшения эффективности его работы. Эффективность работы любой гидравлической машины оценивается коэффициентом полезного действия (КПД). Поэтому, комплексные исследования, определяющие законы движения элементов вытеснительной системы, а также подачи рабочей жидкости в рабочие камеры гидромотора распределительной системой с целью повышения их КПД является актуальной на сегодняшний день задачей.

В результате проведенных исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета гидромеханических и объемных потерь в планетарном гидромоторе, позволяющий определить влияние конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем на эффективность работы планетарного гидромотора.

Проведенными исследованиями установлено, что наибольшее влияние на гидромеханический КПД планетарного гидромотора оказывает его вытеснительная система, а на объемный КПД – распределительная. Причем, гидромеханические потери вызваны трением поверхностей взаимодействующих деталей вытеснительной системы (внутреннего и внешнего роторов), а также же погрешностью формы их изготовления, а объемные потери определяются утечками в распределительной системе через зазор между торцевыми поверхностями подвижного и неподвижного распределителей.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, вытеснительная система, внутренний и внешний роторы, распределительная система, подвижный и неподвижный распределители, гидромеханический КПД, объемный КПД, общий КПД.

## **INFLUENCE OF THE DESIGN FEATURES OF THE PLANETARY HYDRO MOTOR ON THE EFFICIENCY OF ITS WORK**

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Volkov S. V., Voloshin A. A.

### *Summary*

The work is devoted to the study of the influence of design features of the displacement and distribution systems on the efficiency of the planetary hydraulic motor in order to improve its efficiency. The performance of any hydraulic machine is evaluated by its efficiency. Therefore, comprehensive studies that determine the laws of motion of the elements of the displacing system, as well as the supply of working fluid to the working chambers of the hydraulic motor by the distribution system in order to increase their efficiency, are an urgent task today.

As a result of the research, a mathematical apparatus and an algorithm for calculating hydromechanical and volumetric losses in a planetary hydraulic motor were developed, which allows one to determine the influence of design features of the displacement and distribution systems on the efficiency of the planetary hydraulic motor. Studies have shown that of the displacing system has the greatest influence on the hydromechanical efficiency of a planetary hydraulic motor, and the distribution system has a volumetric efficiency. Moreover, hydromechanical losses are caused by the friction of the surfaces of the interacting parts of the displacing system (internal and external rotors), as well as the error in the form of their manufacture, and volumetric losses are determined by leaks in the distribution system through the gap between the end surfaces of the movable and fixed distributors.

**Keywords** - planetary hydraulic motor, displacement system, internal and external rotors, distribution system, movable and stationary distributors, hydromechanical efficiency, volumetric efficiency, overall efficiency.