

УДК 621.225.001.4

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА ФУНКЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Засядько А.І., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

*Анотація* – наведено конструктивні особливості розподільних систем планетарних гідромоторів серії ПРГ, призначених для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки. Гідромотори серії ПРГ представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 кВт з робочим об'ємом 800...1600 см<sup>3</sup>, ПРГ-22 потужністю 22 кВт з робочим об'ємом 160...630 см<sup>3</sup>, ПРГ-11 потужністю 11 кВт з робочим об'ємом 50...200 см<sup>3</sup> і ПРГ-8 потужністю 8 кВт з робочим об'ємом 32...125 см<sup>3</sup>, які забезпечують частоту обертання робочого органу в діапазоні від 40 до 2500 об/хв при зміні потужності від 8 до 33 кВт. Розглянуто переміщення робочої рідини по каналах і отворах елементів торцевої розподільної системи, а також побудовані образи її проточних частин за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks».

*Ключові слова* - планетарний гідромотор, робоча рідина, торцева розподільна система, розподільник, золотник, образи проточних частин.

*Постановка проблеми.* Сучасні тенденції розвитку гідрофікації мобільної техніки вимагають розробки принципово нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин [1-9], а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення функціональних параметрів гідроприводів, шляхом раціонального вибору режимів роботи елементів гідроприводу, а також дослідженням робочих процесів, що відбуваються в гідромашинах обертального дії.

Робочі процеси, що протікають в гідроприводах і їх елементах в процесі експлуатації, пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами трубопроводів, а також через робочі вікна, отвори та канали гідравлічних машин [10-13]. Тобто, поряд з основними потоками робочої рідини, необхідними для функціонування гідроприводу, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем гідромашин, їх отворах і каналах, що викликають наявність великих гідравлічних втрат, зумовлених геометрією проточних частин [12,13].

Таким чином, виникає проблема дослідження впливу конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора з метою поліпшення ефективності використання гідроприводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки.

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідження причин незадовільної роботи планетарних гідромашин показує, що одним з основних вузлів, що лімітує ефективність роботи планетарних гідромашин, є розподільна система [14-19], що представляє собою пристрій для подачі робочої рідини в робочі камери в строго визначеній послідовності, що залежить від положення ротора в робочій порожнині, а також для її зливу.

Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата рідини), тобто площа прохідного перетину. Площа прохідного перетину залежить від площ перекриття вікон золотника вікнами розподільника, яка в свою чергу залежить від геометричних параметрів та кількості вікон розподільника і золотника, а також від їх форми [15-198].

Розподіл робочої рідини в планетарних гідромашинах може бути торцевим [15-18,20] шляхом обертового або нерухомого торцевого розподільника, за допомогою цапфового розподільника [19,20] та безпосереднім [13,18-20], коли розподіл рідини здійснюється безпосередньо самим ротором.

Аналіз конструктивних особливостей планетарних гідромашин показав [3,4,6,7], що в них є втрати, викликані тертям поверхонь елементів витискувальної системи – це механічні втрати [9,14] та втрати напору потоку робочої рідини в проточних частинах розподільних систем – це гідравлічні і об'ємні втрати [9,13,14].

Таким чином, якщо механічні втрати, викликані тертям поверхонь елементів витискувальної системи розглянуті в роботах [8,14], то гідравлічні і об'ємні втрати в проточних частинах торцевих розподільних систем, що дозволяють поліпшити ефективність роботи гідравлічних машин планетарного типу, на сьогоднішній день практично від-

сутні.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Поліпшення ефективності використання гідравлічних машин для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної техніки шляхом моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи планетарного гідромотора за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys».

*Основна частина.* Для вирішення проблем, пов'язаних з гідрофікацією активних робочих органів та ходових систем мобільної техніки лабораторією «Гідравлічні машини та гідропривід сільськогосподарської техніки» кафедрою мобільних енергетичних засобів Таврійського державного агротехнологічного університету розроблені планетарні гідромотори серії ПРГ (рис. 1). Серія планетарних гідромоторів серії ПРГ [4-9] представлена чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 кВт з робочим об'ємом 800...1600 см<sup>3</sup>, ПРГ-22 потужністю 22 кВт з робочим об'ємом 160...630 см<sup>3</sup>, ПРГ-11 потужністю 11 кВт з робочим об'ємом 50...200 см<sup>3</sup> та ПРГ-8 потужністю 8 кВт з робочим об'ємом 32 ... 125 см<sup>3</sup>.

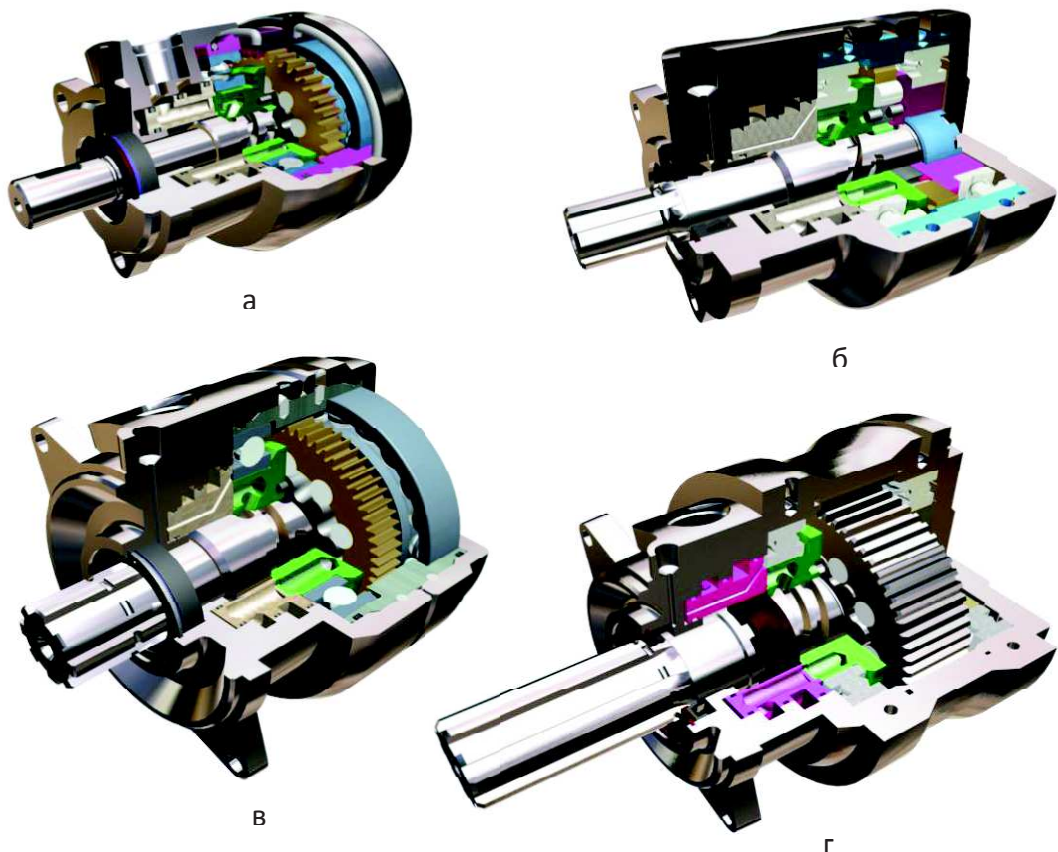


Рис. 1. Планетарно-роторні гідромотори серії ПРГ:  
а – гідромотори ПРГ-8; б – гідромотори ПРГ-11;  
в – гідромотори ПРГ-22; г – гідромотори ПРГ-33

Представлені типорозмірні ряди планетарних гідромоторів серії ПРГ конструктивно виконані однаково і відрізняються потужністю та габаритними розмірами. Кожен типорозмірний ряд представлений гамою гідромоторів, що відрізняються робочими об'ємами.

Аналіз конструкцій планетарних гідромоторів показує [4-9], що в більшості випадків для формування гідравлічного поля в них застосовується торцевий розподіл робочої рідини, тому що при рівній продуктивності відносна швидкість ротора по прилеглим до нього поверхням в планетарній гідромашині в десятки разів менше, а малі швидкості ротора дозволяють встановлювати значно менший зазор, який забезпечує високий об'ємний ККД.

Торцева розподільна система (рис. 2) планетарних гідромоторів серії ПРГ представлена розподільником 1, що обертається, одягненим на вал 2 та нерухомим золотником 3, встановленим в кришці 4 [15-19]. Причому золотник 3 з передньою кришкою 4 утворюють золотниковий пристрій, а разом з розподільником 1 і валом 2 – торцевий розподільний механізм.

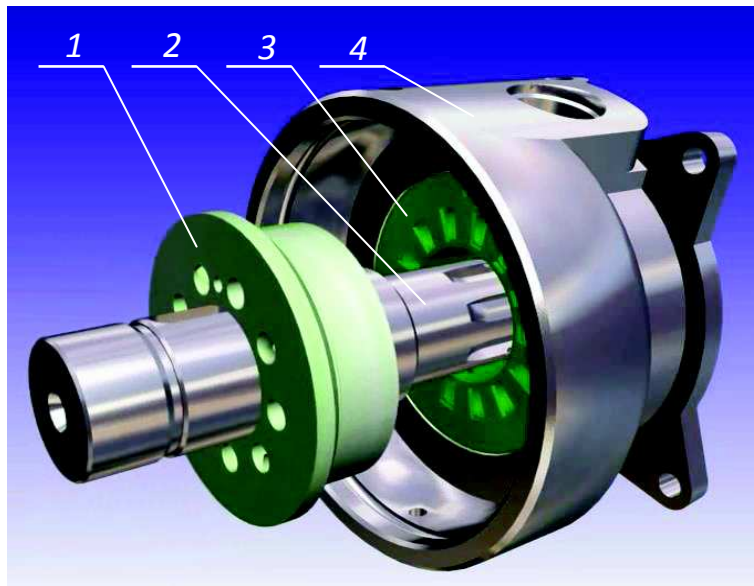


Рис. 2. Торцева розподільна система гідромоторів серії ПРГ:  
1 – розподільник; 2 – вал; 3 – золотник; 4 – кришка

У планетарному гідромоторі серії ПРГ блок подачі (рис. 3) і розподілу робочої рідини виконаний на основі передньої кришки 5, в якій виконані два кільцевих канали 6, пов'язаних з підведенням 7 робочої рідини [4-9]. В кришку 5 встановлений золотник 1, на якому так само виконані дві кільцеві проточки 3, в яких виконані радіальні канали 4. Радіальні канали 4, в свою чергу, з'єднані з торцевими отворами, через які робоча рідина потрапляє в розподільні вікна 2. Причому ці канали розраховані так, що при реверсі тиску торцеве зусилля в них абсолютно однаково.

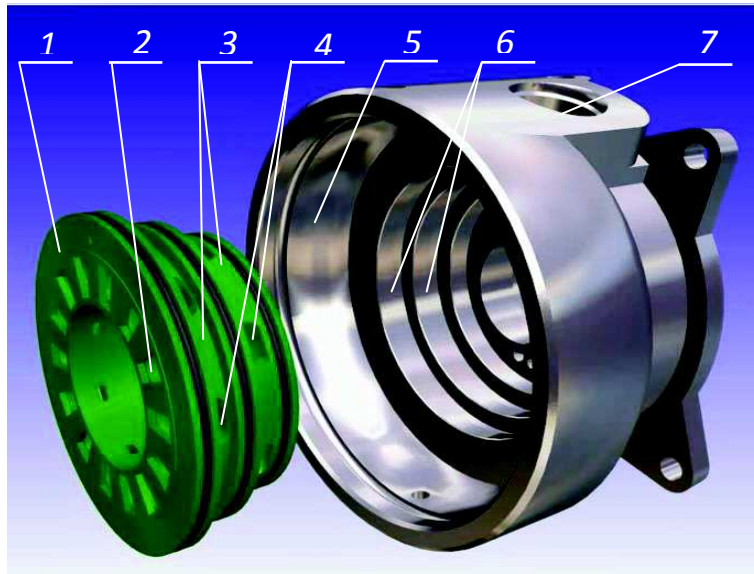


Рис. 3. Блок подачі робочої рідини в гідромоторах серії ПРГ:  
 1 – золотник; 2 – вікна нагнітання і зливу; 3 – кільцеві проточки;  
 4 – радіальні отвори; 5 – кришка; 6 – кільцеві канали кришки;  
 7 – підведення робочої рідини

Вал (рис. 4, б) має нарізані гвинтові канавки 3 в місці, де на нього буде одягатися розподільник (рис. 4, а), який в свою чергу має радіальні канали 2 та розподільні вікна 1, по яким рухається робоча рідина. Причому через канавки 3, нарізані на валу, робочу рідину передається в необхідні робочі камери (тобто з розвантажувальних вікон в робочі) [9] за допомогою радіальних каналів 2.

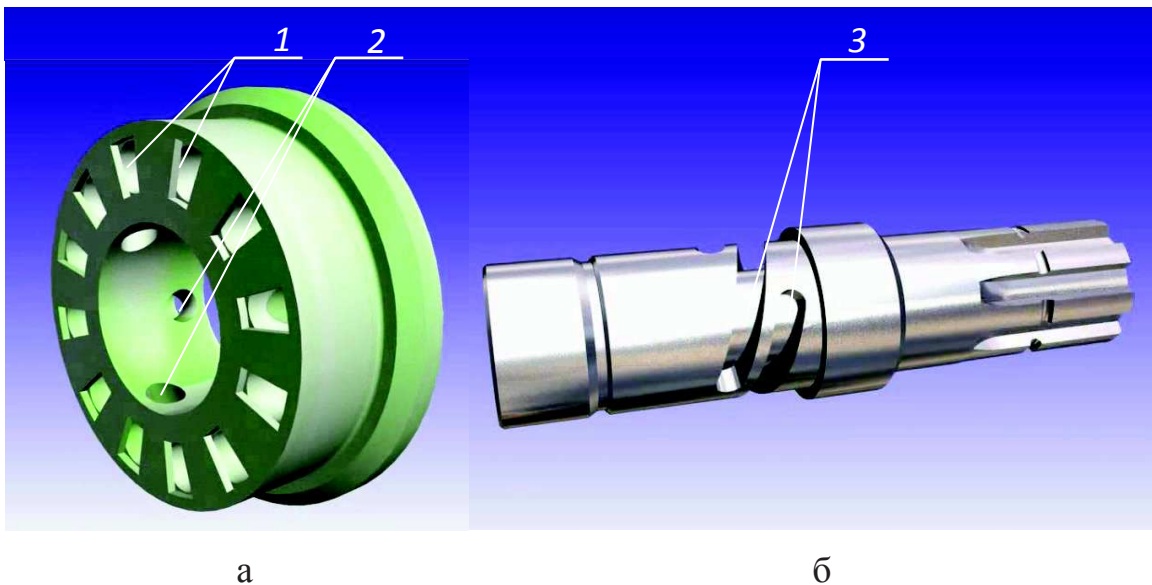


Рис. 4. Елементи торцевої розподільної системи:

а – розподільник; б – вал;  
 1 – робочі і розвантажувальні вікна; 2 – радіальні канали, що з'єднуються з гвинтовими канавками вала; 3 – гвинтові канали вала

Принцип роботи торцевої розподільної системи можна представити в такий спосіб (рис. 5) [21]. Робоча рідина під тиском підводиться в передню кришку 7 і рухається по кільцевим каналах 8, які виконані в кришці 7 та золотнику 6. З кільцевого каналу 8 золотника 6 робоча рідина надходить в радіальні отвори, а потім по торцевим отворах до вікон нагнітання 5, які виконані на торцевій поверхні золотника 6.

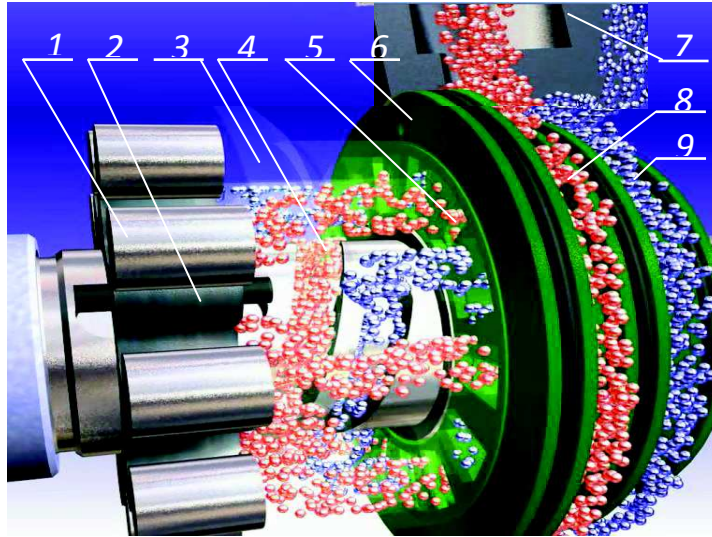


Рис. 5. Принцип роботи торцевої розподільної системи:  
 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач;  
 3 – розподільник; 4 – канали, виконані в розподільнику;  
 5 – вікна нагнітання золотника; 6 – золотник; 7 – кришка;  
 8 – кільцевий канал; 9 - злив робочої рідини

Торцева поверхня золотника 6 (рис. 5) контактує з торцевою поверхнею розподільника 3, на якій виконані робочі та розвантажувальні вікна розподільника, через які робоча рідина по каналах 4, виконаних в розподільнику 3, надходить в робочі камери, утворені зубчастими поверхнями охоплюючого 1 та охоплюваного 2 витискувачів. При обертанні розподільника зона нагнітання (червоний колір) змінюється зоною зливу (синій колір), тобто гідравлічне поле починає переміщатися і робоча рідина надходить на злив, потрапляючи в канали, виконані в розподільнику 3, а по них до торцевих вікон розподільника. Розподільні вікна з'єднуються з вікнами зливу золотника 6, по яким робоча рідина переміщується в радіальні отвори золотника, пов'язані з кільцевими проточками 9 і відводиться на злив.

Фізичні процеси, що протікають в торцевій системі планетарного гідромотора та її елементах [8,9] в процесі роботи, завжди пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами, а також через вікна розподільних систем [12,13,15-19,21].

На рис. 6, а представлені канали (проточні частини), виконані в золотнику, а на рис. 6, б, в варіанти каналів, що виконані в розподільнику.

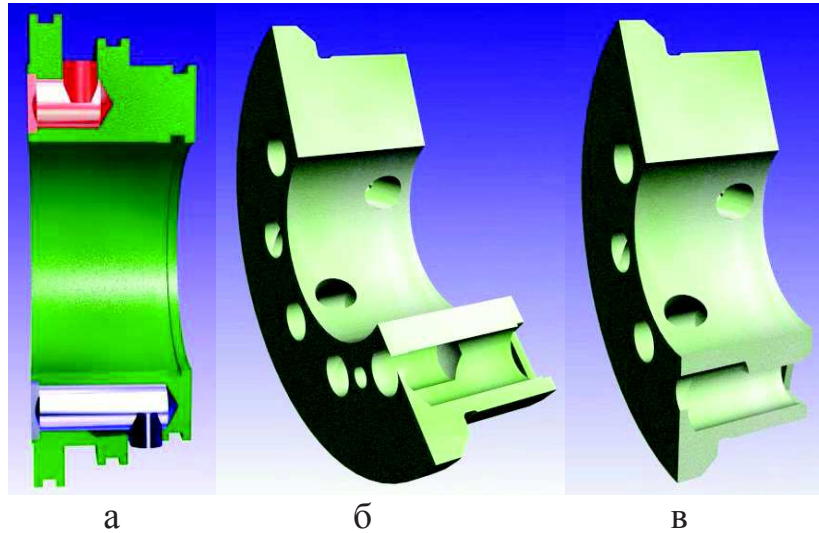
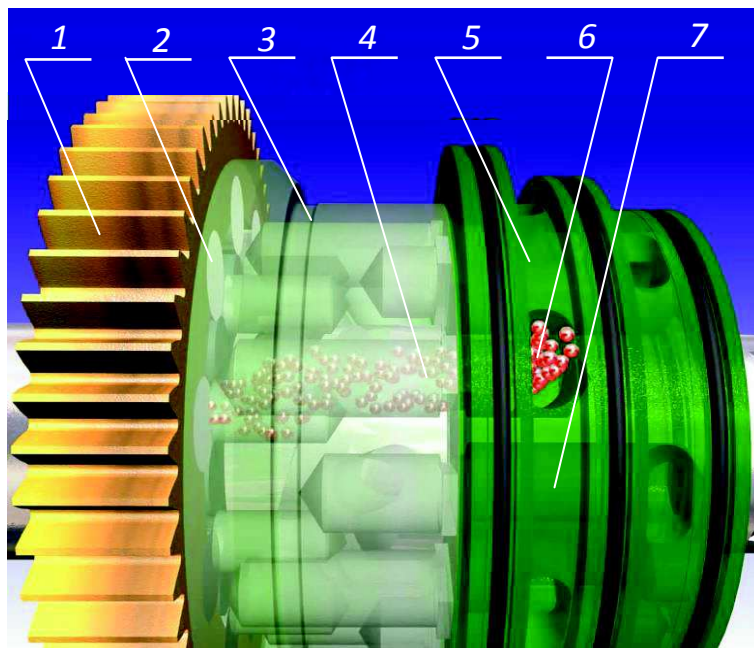


Рис. 6. Канали (проточні частини), по яких переміщується робоча рідина: а – в золотнику; б, в – в розподільнику

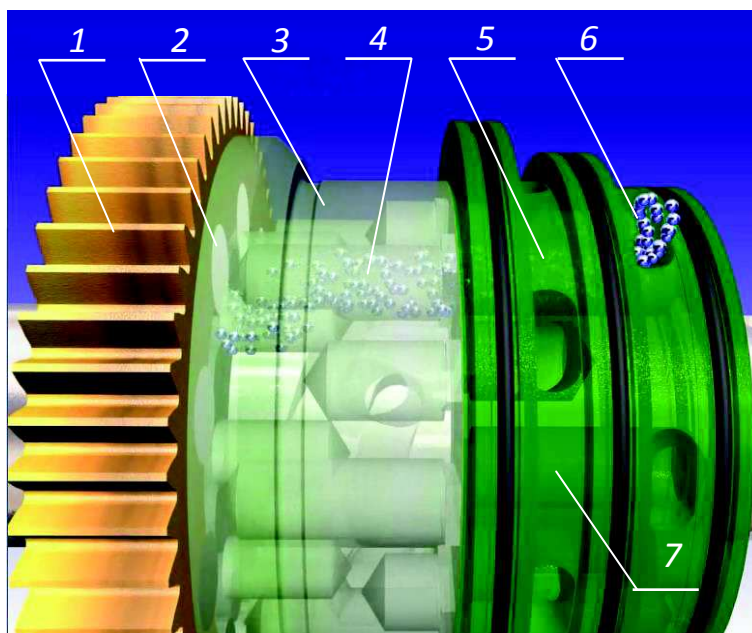
Для моделювання проходження робочої рідини через проточні частини торцевої розподільної системи необхідно розглянути переміщення робочої рідини в каналах і отворах розподільника та золотника, а також побудувати образи проточних частин.

Розглянемо рух робочої рідини по каналах, що виконані в золотнику (рис. 6, а) та по двом видам каналів, що виконані в розподільнику (рис. 6, б, в).

На рис. 7, а представлений рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рис. 6, б. Робоча рідина під тиском (червоного кольору) через вхідний отвір кришки попадає в кільцеву проточку між кришкою і золотником 5 (зеленого кольору), з якої робоча рідина надходить до радіальних 6 і торцевих 7 каналів золотника 5 до вікон нагнітання, які сполучаються з торцевою поверхнею розподільника 3 (прозорого кольору). Через робочі вікна розподільника 3, що виконані на його торцевій поверхні, робоча рідина по каналах 4 надходить в робочу камеру, утворену внутрішньою зубчастою поверхнею охоплюючого витискувача 1 (жовтого кольору) та зовнішньою поверхнею охоплюваного 2 (внутрішнього) витискувача. При обертанні розподільника 3, порожнина нагнітання (червоного кольору) зміниться порожниною зливу (синього кольору), тобто рідина буде витіснитися з робочої камери (рис. 7, б). З робочої камери робоча рідина по каналу 4 розподільника 3 потрапить до вікон, розташованих на торцевій поверхні розподільника, які сполучаються з вікнами зливу, розташованими на торцевій поверхні золотника 5. Далі робоча рідина по торцевим 7 та радіальним 6 каналам золотника 5 поступає в кільцеву проточку між кришкою та золотником і звідти на злив.



а

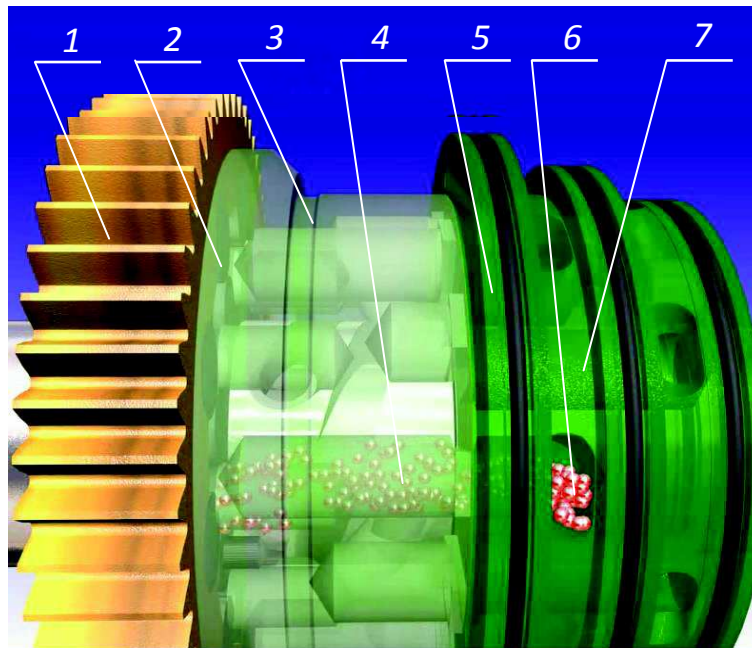


б

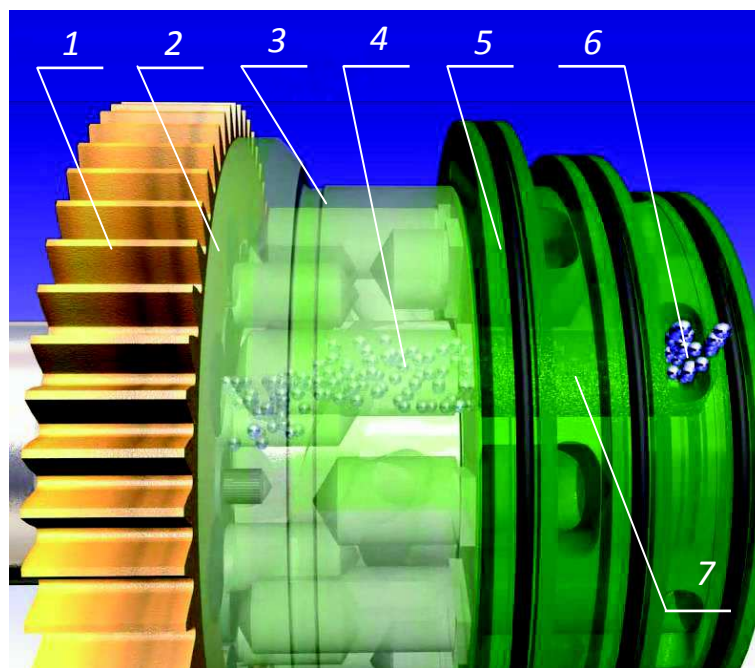
Рис. 7. Рух робочої рідини по каналу, виконаному в розподільнику, який відповідає рис. 6, б: а – зона нагнітання; б – зона зливу;  
 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач;  
 3 – розподільник; 4 – канал розподільника; 5 – золотник;  
 6 – радіальний канал золотника; 7 – торцевий канал золотника

Рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рис.6, в, що предствилений на рис. 8, аналогічний попередньому (рис.7).





а



б

Рис. 8. Рух робочої рідини по каналу, виконаному в розподільнику, який відповідає рис. 6, в: а – зона нагнітання; б – зона зливу;  
 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач;  
 3 – розподільник; 4 – канал розподільника; 5 – золотник;  
 6 – радіальний канал золотника; 7 – торцевий канал золотника

Для наочного уявлення переміщення робочої рідини в каналах (проточних частин) торцевої розподільної системи планетарних гід-

ромоторів серії ПРГ за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks» були створені образи проточних частин золотника (рис. 10) та розподільника (рис. 11).

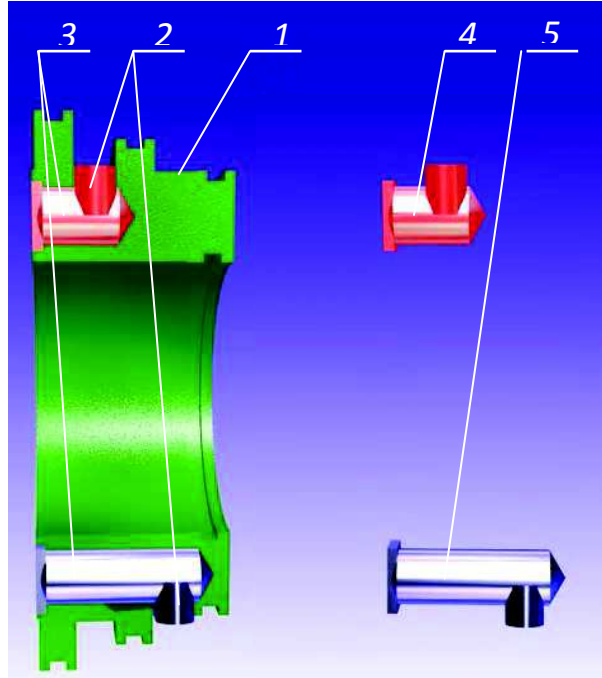


Рис. 10. Образи проточних частин золотника:  
1 – кільцева проточка; 2 – радіальний канал; 3 – торцевий канал;  
4 – зона нагнітання; 5 – зона зливу

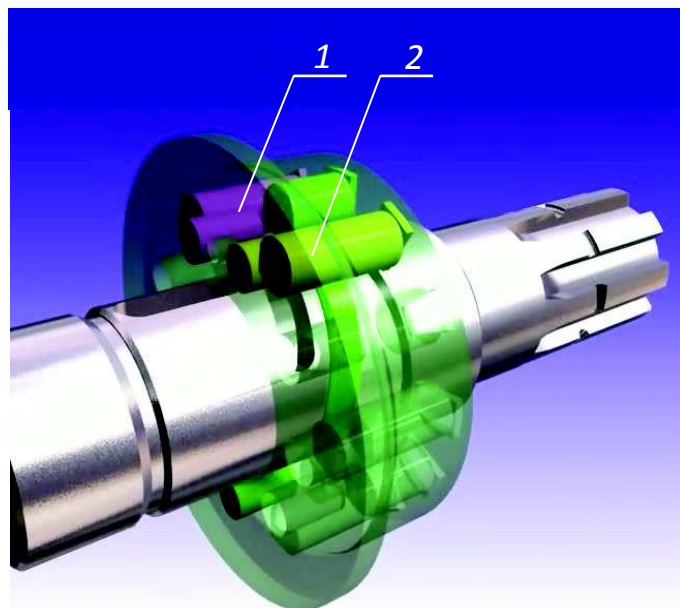
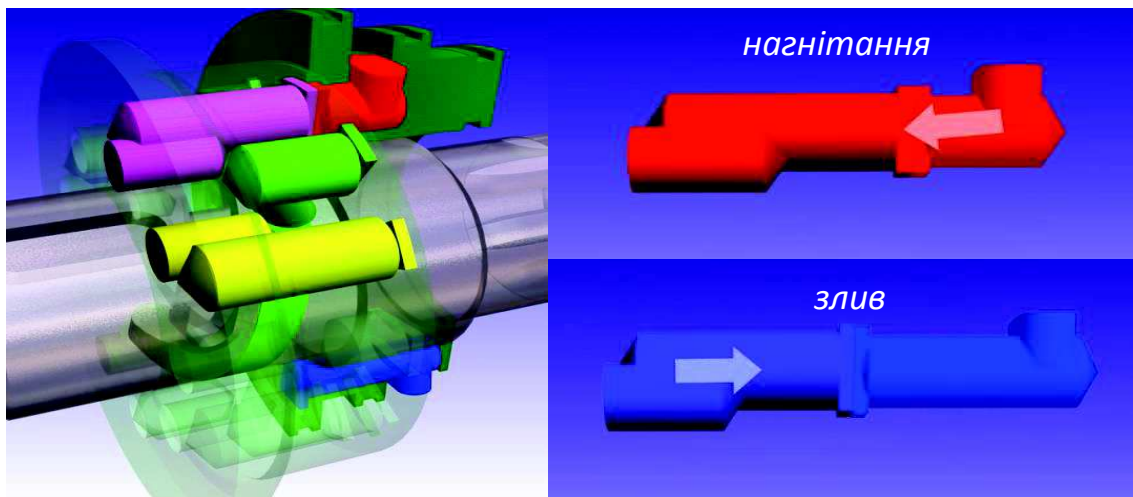


Рис. 11. Образи проточних частин розподільника:  
1 – канал, представлений на рис. 7; 2 – канал, представлений на рис. 8

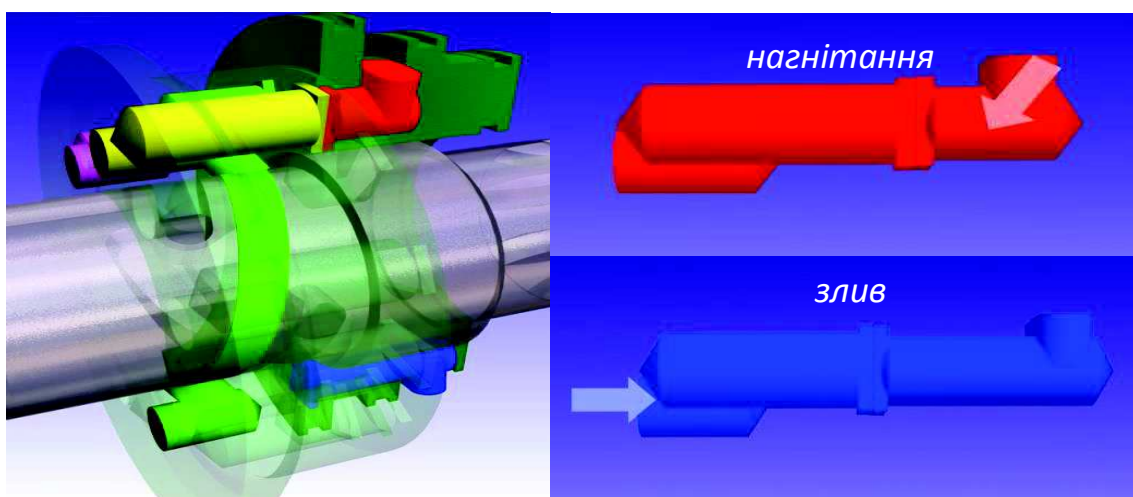
Проточні частини золотника (рис. 10) сформовані кільцевою проточкою 1, радіальним каналом 2 і торцевим каналом 3, який сполучається з торцевою поверхнею розподільника. Образи проточних частин золотника представлені зоною нагнітання 4 і зоною зливу 5.

Проточні частини розподільника (рис. 11) сформовані каналами двох типів 1, 2, що сполучаються з торцевою поверхнею золотника, за якими робоча рідина переміщається в робочі камери або витісняється з них.

На рис. 12 представлені образи проточних частин золотника та розподільника торцевої розподільної системи в зоні нагнітання і зливу, в залежності від типу каналів, виконаних в розподільнику (рис.7, 8).



а



б

Рис. 12. Образи проточних частин розподільника:  
а – канал, представлений на рис. 7; б – канал, представлений на рис. 8

На рис. 12, а сформовані образи проточних частин розподільника з каналом, представленим на рис. 7. Робоча рідина під тиском (червоний колір) подається в кільцеву проточку золотника. Потім по радіальному і торцевому каналах золотника вона надходить у вікна золотника, розташовані на його торцевій поверхні, яка сполучається з торцевою поверхнею розподільника, на якій також виконані розподільні вікна. Коли вікно нагнітання золотника з'єднується з вікном розподільника, робоча рідина по каналу (бузкового кольору) переміститься в робочу камеру. При обертанні розподільника робоча рідина витісняється з робочої камери (синій колір), і по каналам, виконаним в розподільнику і золотнику надходить на злив.

На рис. 12, б сформовані образи проточних частин розподільника з каналом, представленим на рис. 8. Рух робочої рідини по проточних частинах золотника і розподільника аналогічно з рис. 12, а.

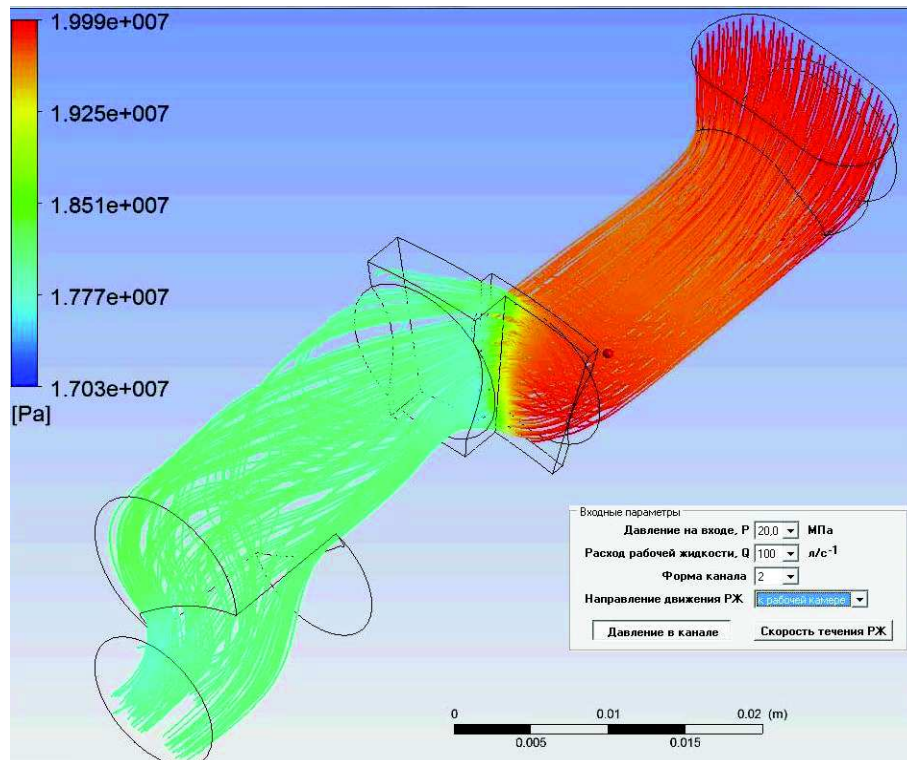
Аналіз результатів моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи (рис. 12, а, б) планетарних гідромашин серії ПРГ показує, що тиск в каналах золотника в зоні нагнітання (рис. 13, а) становить  $19,3 \text{ МПа}$ , а в каналах розподільника –  $16,9 \text{ МПа}$ . Тиск робочої рідини в зоні контакту розподільних вікон при їх частковому перекритті становить  $18,75 \text{ МПа}$ , а тиск при вході в робочу камеру –  $17,5 \text{ МПа}$ .

Швидкість течії робочої рідини (рис. 13, б) в каналах золотника і розподільника становить близько  $14 \text{ м/с}$ , а в зоні контакту розподільних вікон при їх частковому перекритті –  $41 \text{ м/с}$ .

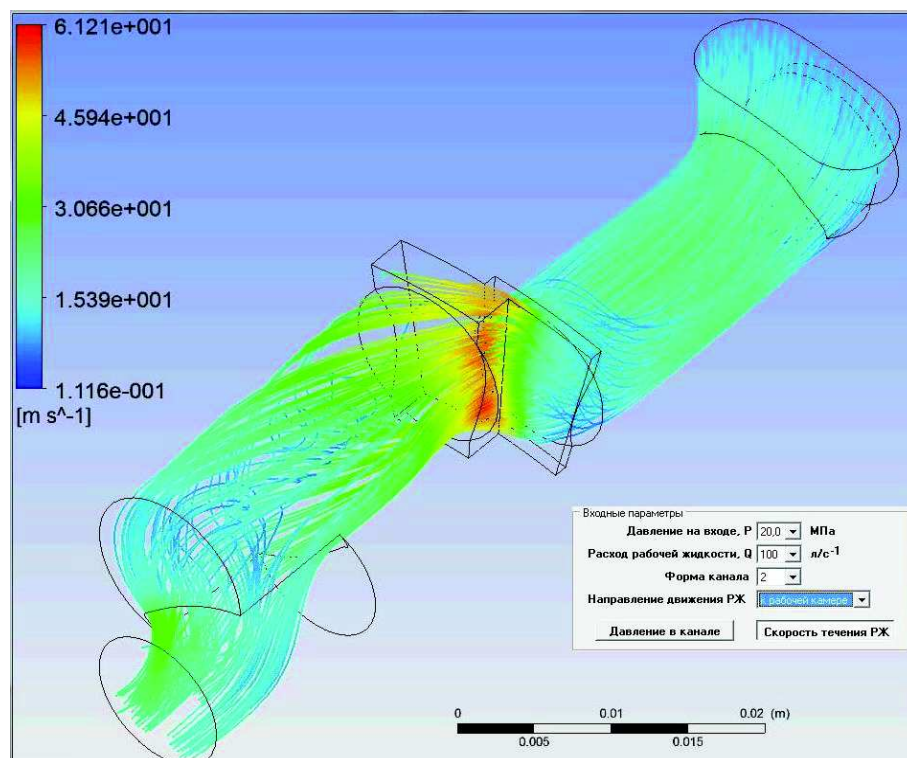
Для зливної магістралі тиск в каналі розподільника становить  $3,75 \text{ МПа}$  (рис. 13, а), золотника –  $2,9 \text{ МПа}$ . Тиск в зоні контакту розподільних вікон при їх повному перекритті становить  $3,5 \text{ МПа}$ .

Швидкість течії робочої рідини в зливній магістралі (рис. 14, б) в каналах розподільника і золотника при повністю перекритих розподільних вікнах становить близько  $8 \text{ м/с}$ .

В результаті проведених досліджень за допомогою універсальної програмної системи кінцево-елементного аналізу «Ansys», програмних комплексів САПР «Компас» і «SolidWorks» були створені образи проточних частин торцевої розподільної системи планетарного гідромотора серії ПРГ, що дозволяють визначити зміну тиску і швидкості течії робочої рідини в каналах золотника та розподільника, а також в розподільних вікнах, виконаних на їх торцевих поверхнях, в процесі роботи гідромотора.

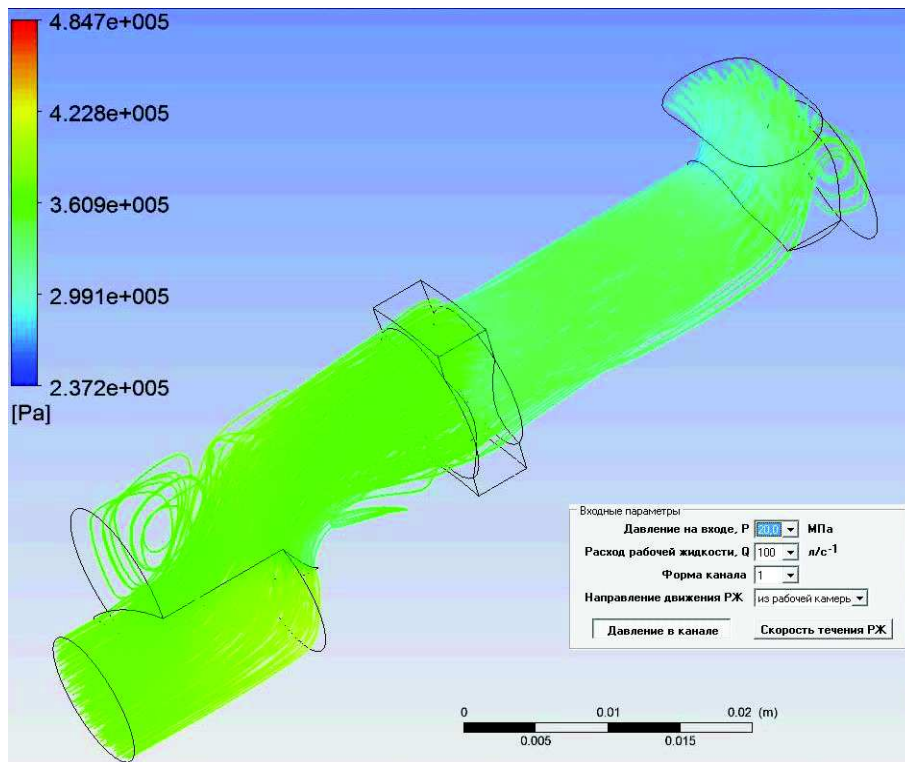


а

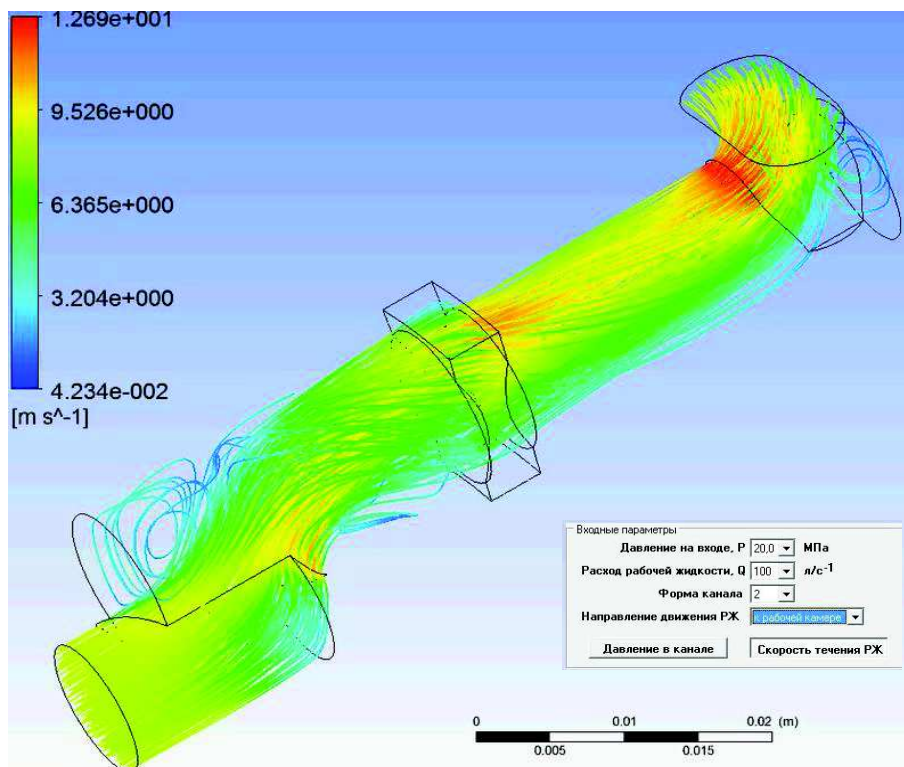


б

Рис. 13. Моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи, представлений на рис. 12, а, б, при частковому перекритті розподільних вікон:  
а – тиск робочої рідини; б – швидкість плинну



а



б

Рис. 13. Моделювання течії робочої рідини в проточних частинах торцевої розподільної системи, представлений на рис. 12, а, б, при повному перекритті розподільних вікон:  
а – тиск робочої рідини; б – швидкість плинун

*Висновки.* В результаті проведених досліджень розглянуто планетарні гідромотори серії ПРГ, які представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: ПРГ-33 номінальною потужністю 33 кВт з робочим об'ємом 800...1600 см<sup>3</sup>, ПРГ -22 потужністю 22 кВт з робочим об'ємом 160...630 см<sup>3</sup>, ПРГ - 11 потужністю 11 кВт з робочим об'ємом 50...200 см<sup>3</sup> і ПРГ-8 потужністю 8 кВт з робочим об'ємом 32...125 см<sup>3</sup>.

Відмінними рисами представлених гідромоторів серії ПРГ є те, що зміна частоти обертання їх вихідного вала знаходиться в діапазоні 40...2500 об/хв, компенсування орбітального руху витискувачів здійснюється за рахунок зовнішнього зубчастого зачеплення, а розподіл робочої рідини – торцевою розподільною системою.

Розглянуті гідромотори призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої мобільної техніки, і здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 40 до 2500 об/хв при зміні потужності від 8 кВт до 33 кВт.

#### Література:

1. Orbital motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/12876/TechZone-HydraulicPumpsM>.
2. Engineering Essentials: Hydraulic Motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6427/TechZone-HydraulicPumpsM>.
3. High-torque motors. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Available at: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/9436/TechZone-HydraulicPumpsM>.
4. *Панченко А.И.* Основные направления гидрофикации мобильной техники [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – Т.6. – С. 3-19.
5. *Панченко А.И.* Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С.* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – с.71-74.
6. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники [Електронний ресурс] / *А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3. – Т.1.– С. 65-86. Режим доступа: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf>.

7. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники [Текст] / *А.А. Волошина* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. – т.1. – С. 67-85.

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

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

10. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74.

11. *Волошина А.А.* Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа [Текст] / *А.А. Волошина* // *Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет»*. Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

12. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин [Электронный ресурс] / *А.А. Волошина, Верещага В.М., Тарасенко В.В., Бедлецкий Г.В.* // *Науковий вісник ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – с.177-185. Режим доступу:<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-datu/pdf/t3/11VAAPHM.pdf>.

13. *Волошина А.А.* Определение гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа [Текст] / *Э.Г. Братута, А.И. Панченко, А.А. Волошина, Верещага Ю.П.Обернихин* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.3. – С. 132-143.

14. *Волошина А.А.* Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу [Текст] / *А.А. Волошина* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.3. – С. 51-58.

15. *Волошина А.А.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.

16. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза [Текст] / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Верещага В.М., Зуев А.А.* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6. – с.322-331.



17. Волошина А.А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин [Электронный ресурс] / А.А. Волошина, В.М. Верещака, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – с.177-185. Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf>.

18. Волошина А.А. Влияния конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин [Текст] / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.5. – с. 3-9.

19. Панченко А.И. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192) – С.46-52.

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

21. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С.57-69.

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ НА ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

Панченко А.И., Волошина А.А., Засядько А.И.

**Аннотация** – приведены конструктивные особенности распределительных систем планетарных гидромоторов серии ПРГ, предназначенных для гидрофикации приводов активных рабочих органов и ходовых систем сельскохозяйственной, строительной, дорожной и другой мобильной техники. Гидромоторы серии ПРГ представлены четырьмя типоразмерными рядами унифицированных гидромоторов: ПРГ-33 номинальной мощностью 33 кВт с рабочим объемом 800...1600 см<sup>3</sup>, ПРГ-22 мощностью 22 кВт с рабочим объемом 160...630 см<sup>3</sup>, ПРГ-11 мощностью 11 кВт с рабочим объемом 50...200 см<sup>3</sup> и ПРГ-8 мощностью 8 кВт с рабочим объемом 32...125 см<sup>3</sup>, которые обеспечивают частоту вращения рабочего органа в диапазоне от 40 до 2500 об/мин при изменении

мощности от 8 кВт до 33 кВт. Рассмотрено перемещение рабочей жидкости по каналам и отверстиям элементов торцевой распределительной системы, а также построены образы ее проточных частей с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys», программных комплексов САПР «Компас» и «SolidWorks».

## INFLUENCE OF DESIGN FEATURES OF THE END DISTRIBUTION SYSTEM ON THE FUNCTIONAL PARAMETERS OF PLANETARY HYDRAULIC MOTOR

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Zasyadko

### *Summary*

The design features of distribution systems of PRG series planetary hydraulic motors, which are applied in a hydraulic drive for active working elements, wheel drives of agricultural, construction, road and other mobile equipment, are given. PRG series hydraulic motors are represented by four standard size series of unified hydraulic motors. They are PWG-33 with rated output of 33 kW and working volume of 800 ... 1600 cm<sup>3</sup>, 22 kW PWG-22 with its working volume of 160 ... 630 cm<sup>3</sup>, 11 kW PWG-11 with working volume of 50 ... 200 cm<sup>3</sup> and PRG-8 with power of 8 kW and working volume of 32 ... 125 cm<sup>3</sup>. The motors provide rotation frequency of the working element in the range 40 to 2500 rpm and power change of 8 kW to 33 kW. The movement of the working fluid through channels and openings of the end distribution system elements is considered. Distribution system flowing parts are modeled by means of *Ansys* unified software for finite-element analysis as well as *Compass* and *SolidWorks* CADs.

УДК. 631.362.3:631.1

## УДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМОСЕПАРУЮЧОЇ КАМЕРИ ПНЕВМОРЕШІТНОГО СЕПАРАТОРА

Михайлов Є.В., д.т.н.,

Афанасьєв О.О., асп.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

Рубцов М.О., к.т.н.

*Мелітопольський державний педагогічний університет*

Волик Б.А., к.т.н.

*Дніпровський державний аграрно-економічний університет*

Тел. (096) 542-48-18

**Анотація** – в роботі представлено удосконалення пневмосепаруючої камери пневморешітного сепаратора за рахунок обґрунтування геометрії направляючих лопаток, які підвищують ефективність пневмосепарації.

**Ключові слова** – пневмосепарація, направляючі лопатки, ефективність, повітрявідокремлюючі домішки.

*Постановка проблеми.* Принцип повітряної сепарації зерна заснований на розходженні в аеродинамічних властивостях компонентів зернової суміші. Основним показником аеродинамічних властивостей частинок суміші, що визначає її подільність в повітряному середовищі, є швидкість витання. В основу очищення і сортування зерна повітрям покладені відмінності в здатності різних частинок переміщатися в повітряному середовищі з різною відносною швидкістю [1].

Зокрема для очищення зерна від домішок, що відрізняються від основної культури аеродинамічними властивостями (до них відносять щуплі і недорозвинені зерна, плівки, оболонки, частини стебел, полу, пил), застосовують пневматичні сепаратори і аспіратори [2].

Майже у всіх галузях техніки застосовують апарати, технологічний процес яких пов'язаний з переміщенням рідини або газу. Експлуатація таких апаратів показала, що їх розрахункова ефективність досягається не завжди. У багатьох випадках це обумовлено нерівномірним підведенням робочого середовища до робочої зони апарату, а також нерівномірним її розподілом по окремим паралельно включеним апаратам установки. Все це свідчить про важливість удосконалення аеро-

гідродинаміки технологічних апаратів з точки зору забезпечення як рівномірного, так і заданого у допустимих межах нерівномірного розподілу [3].

*Аналіз останніх досліджень.* Направляючі лопатки можуть бути наступних типів (рис.1): профільовані; тонкі, вигнуті по дузі кола; тонкі концентричні [3].

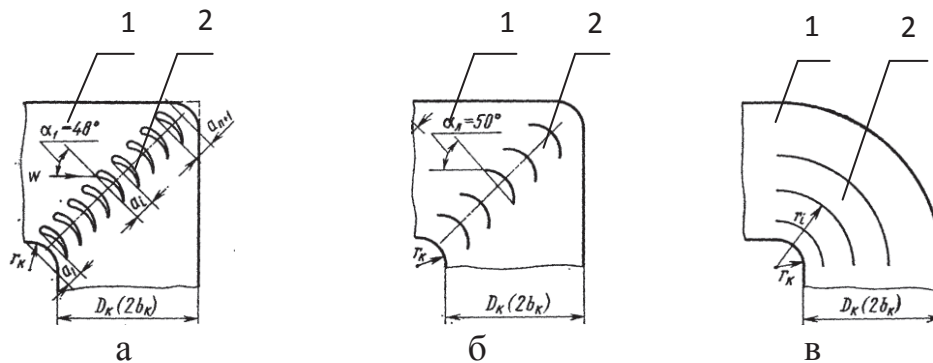


Рис. 1. Схеми колін з направляючими лопатками:  
1 – коліно; 2 – лопатки направляючі; а – профільовані;  
б – тонкі, вигнуті по дузі кола; в – тонкі концентричні

Закруглення кромки повороту коліна (рис.1, а, б) значно знижує відрив потоку  $W$  та покращує розподіл швидкостей [4]. Вихрова зона, в основному, виникає при обтіканні внутрішньої кромки повороту, тому найбільш ефективний спосіб попередити її виникнення – заокруглення цієї кромки. Також на структуру потоку впливає зріз зовнішньої кромки повороту, але у меншому ступені. Тому для покращення аеродинамічних характеристик поворотних ділянок потрібно заокруглювати обидві кромки.

Також використовують коліна з плавним переходом (рис 1, в), в яких зовнішня стінка представляє собою заокруглення. Такі коліна мають ще менший аеродинамічний опір за рахунок зменшення вихрових зон.

Розподіл швидкості в поворотній ділянці можливо покращити не тільки заокругленням або зрізом кромки повороту, але й встановленням направляючих лопаток, яким часто віддають перевагу, при застосуванні яких можливо знизити розміри установки. У цьому випадку можливо регулювання швидкостей по перетину  $D_k (2b_k)$  [3].

При використанні профільованих лопаток (рис.1, б) розподіл швидкостей в коліні досить рівномірний, знижується вихороутворення у поворотній ділянці та за нею. Опір коліна зменшується при зменшенні відносного радіусу заокруглення  $r_k$  [3]