

УДК 631.325:631

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ОКНАМИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Титов Д.С., инж.,

Засядько А.И., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена разработке математической модели торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, применяемой в планетарных гидромашинах.

**Ключевые слова** – планетарная гидромашина, торцевое распределение, распределитель, золотник, распределительные окна, углы расположения, углы перекрытия.

*Постановка проблемы.* Естественная тенденция к расширению области применения силовых гидроприводов в мобильной технике вызывает необходимость создания нового поколения гидромашин. Ускорение темпов роста требований к техническому уровню гидромашин приводит к увеличению объема исследований и трудоемкости проектных работ. Весомый вклад в развитие теории проектирования гидромашин вращательного действия внесли отечественные и зарубежные ученые. Однако, в основном, рассматривались поршневые гидромашинны, а вопросам расчета и проектирования элементов гидромашин планетарного типа уделено недостаточное внимание. Необходимо отметить, что математические модели, применяемые в предыдущих исследованиях, были не полными и не охватывали все узлы гидромашин и их взаимосвязи. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы подачи рабочей жидкости распределительной системой в рабочие камеры планетарной гидромашинны с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа.

*Анализ последних исследований.* Одним из основных элементов планетарной гидромашинны является распределительная система,

представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости. От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят такие параметры гидромашины, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей жидкости, а также пропускная способность гидромашины. Распределительное устройство может быть клапанным, золотниковым, кранового типа (когда роль клапанов выполняет золотник), с плоским золотником и непосредственное (когда распределение жидкости осуществляется непосредственно ротором). При этом существуют следующие способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение; цапфенное распределение; непосредственное распределение и героторное распределение.

Анализ конструкции планетарных гидромашин (рис. 1) показывает, что в большинстве случаев в планетарных гидромашинах применяется торцевое распределение [6], так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашины.

На рис. 1 представлено конструктивное исполнение гидромоторов серии ПРГ (мощностью от 6,5 до 33 кВт), в которых используется торцевое распределение рабочей жидкости.

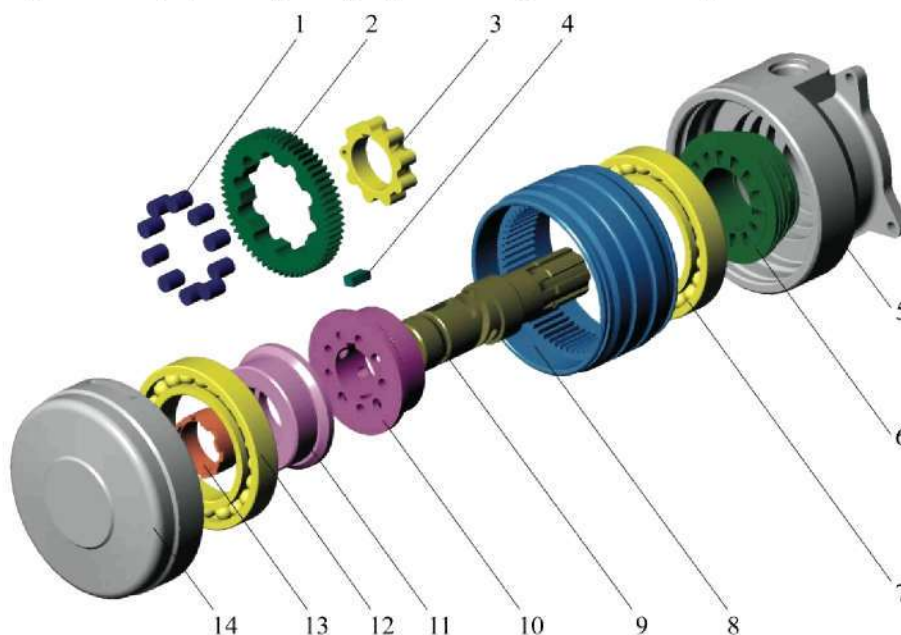


Рис. 1. Планетарный гидромотор серии ПРГ:

- 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – шестерня; 4 – шпонка; 5 и 14 – крышки;  
 6 – золотник; 7 и 12 – радиально-упорные шарикоподшипники;  
 8 – корпус; 9 – вал; 10 – распределитель; 11 – щека; 13 – гайка

В планетарном гидромоторе серии ПРГ (рис. 1) блок подачи и распределения рабочей жидкости выполнен на основе передней крышки 5 в которой установлен золотник 6, соединенный своими проточками с полостями подвода и отвода рабочей жидкости, выполненными в передней крышке 5 [6].

В собранном гидромоторе золотник 6 в начальный момент поджимается к распределителю 10 с помощью пружин, при работе гидромотора поджим, с определенным усилием, осуществляется давлением рабочей жидкости. При этом распределительный механизм, состоящий из золотника 6 и распределителя 10, одновременно выполняет функции торцевого уплотнения выходного конца вала 9 от высокого давления в корпусе гидромотора.

Торцевое распределение представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены окна [7,8]. Геометрические формы распределителя выбираются так [9,10], чтобы отдающие каналы гидромашины были герметично отделены от приемных, а скорости рабочей жидкости не превосходили определенного предела, и чтобы всегда было некоторое строго регламентированное превышение усилия, прижимающего золотник к распределителю, над силами отжима, возникающими при просачивании рабочей жидкости через уплотняющие зазоры. Это превышение должно быть таким, чтобы удельное давление и удельные силы трения не превосходили допустимых значений.

Априорный анализ выполненных исследований, связанных с проектированием планетарных гидромашин, позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, таких как, работа распределительной системы с учетом геометрических параметров распределителя и золотника, формы распределительных окон, их количества, изменения угла их перекрытия и сдвига окон.

Наибольшее применение в планетарных гидромашинах [11] имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами (рис. 1, 2). Необходимо отметить, что сегментные окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, поэтому перед производителями планетарных гидромашин очень остро стоит вопрос, связанный с заменой сегментных окон распределительной системы более технологичной формой, например, цилиндрической. В этой связи необходимо разработать математическую модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами и исследовать влияние изменения геометрических параметров такой распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашин.

*Цель работы.* Разработка математической модели торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, позволяющей произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины.

*Основная часть.* Основной характеристикой распределительного блока является его пропускная способность (расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя. Площади перекрытия окон зависят от количества окон, их формы (рис. 2, 3) и геометрических параметров. Если математическая модель торцевой распределительной системы с сегментными окнами (рис. 2) рассмотрена в работах [1-3,6,7], то вопросы моделирования распределительной системы с цилиндрическими окнами (рис. 3) остаются открытыми.

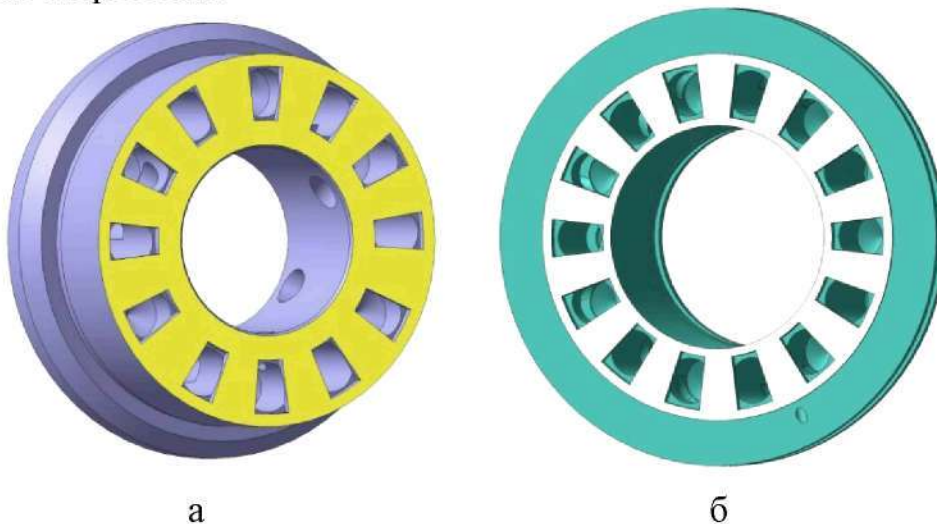


Рис. 2. Элементы торцевой распределительной системы с сегментными окнами: а – распределитель, б – золотник

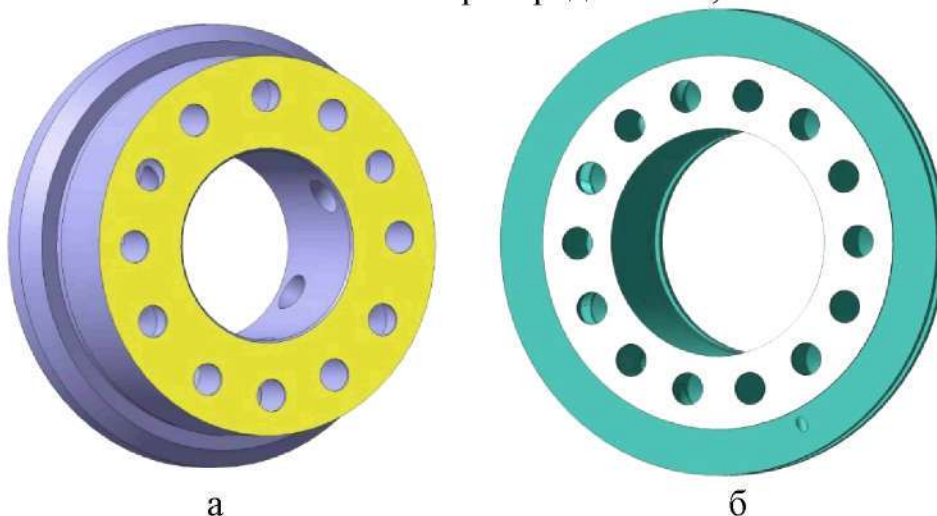


Рис. 3. Элементы торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами: а – распределитель, б – золотник

На рис. 4 представлена схема торцевого розподілення с циліндричними вікнами розподільця і золотника. В дальнішому под розподільцем і золотником будуть подразумеватися їх поверхності, на яких виконані розподільчі вікна.

По аналогії с сегментними вікнами [3] между количеством рабочих окон распределителя  $Z_1$  и золотника  $Z_2$  существует взаимосвязь:  $Z_2 = 2Z_1 + 2$ , при этом  $Z_2$  равно  $Z_2 = 2Z_u$ , где  $Z_u$  – количество циклов, обусловленное кинематическими параметрами планетарной гидромашины, которое не может быть меньше трех, т.е.  $Z_u > 3$ . Из этого следует, что  $Z_1 > 2$ , а  $Z_2 > 6$ . Количество окон распределителя равно  $Z_1 = Z_u - 1$ .

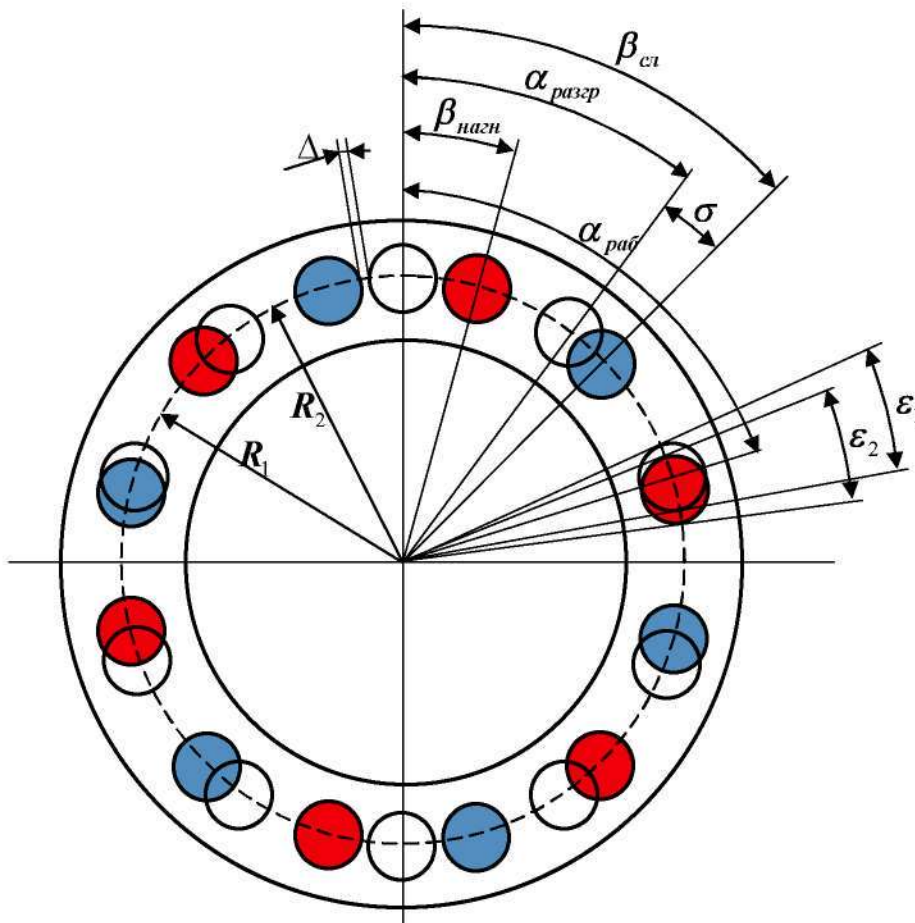


Рис. 1. Схема розподільчої системи з циліндричними вікнами:

- робочі вікна розподільця;
- розгрузочні вікна розподільця;
- вікна нагнетання золотника;
- вікна слива золотника.

Геометрические формы распределителя и золотника выбираются так, чтобы радиусы, на которых расположены окна распределителя и золотника были равны между собой; для четкого разграничения окон распределителя и золотника, т.е., для создания герметичности распределительной пары должно быть обеспечено надежное разделение в каждый момент полостей высокого (нагнетания) и низкого (слива) давлений [7,8]. Для этого в статическом положении, как показано на рис. 4, окно распределителя должно располагаться между окнами нагнетания и слива золотника так, чтобы между ними существовал минимально допустимый зазор –  $\Delta$ , который выбирается конструктивно [3].

Основные геометрические параметры, характеризующие распределительную систему с цилиндрическими окнами определяются аналогично распределительной системы с сегментными окнами [3].

Угол между рабочими окнами распределителя в статическом положении равен  $\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}$ , а угол между окнами золотника –  $\beta = \frac{2\pi}{Z_2}$ .

Угол расположения первого окна золотника  $\beta_1$  определяется выражением

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (1)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (2)$$

Причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны  $\beta_{нагн_i}$ , а четные – окнами слива  $\beta_{сл_i}$ .

Определяем начальный угол расположения окон распределителя

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (3)$$

где  $n$  - частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q_d \cdot \eta_{об}}{V},$$

где  $Q_d$  - действительный расход;

$V$  - рабочий объем;

$\eta_{об}$  - объемный КПД.

Тогда начальный угол расположения первого окна распределителя равен

$$\alpha_1(t) = \frac{2\pi \cdot Q_d \cdot \eta_{об}}{V} \cdot t, \quad (4)$$

а остальные углы определяются из выражений:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_{Z_1}(t) = \alpha_{Z_1-1}(t) + \alpha.$$

Определяем время, соответствующее одному циклу (прохождению окна распределителя через окно нагнетания и слива золотника).

Так как  $t_{ц.} = \frac{t_{об}}{Z_{ц}}$ , где  $Z_{ц}$  - число циклов,  $Z_{ц} = \frac{Z_2}{2}$ , то

$$t_{ц.} = \frac{2t_{об}}{Z_2}, \text{ где } t_{об} - \text{ время одного оборота, } t_{об} = \frac{1}{n}.$$

$$\text{Тогда } t_{ц.} = \frac{2}{Z_2 \cdot n} \text{ или } t_{ц.} = \frac{2 \cdot V}{Z_2 \cdot Q_d \cdot \eta_{об}}.$$

Условие изменения угла  $\alpha_1$  в зависимости от времени, т.е.  $t_i = t_1 + \Delta t$ , где  $t_i$  - текущее время, соответствующее одному циклу  $0 \leq t_i \leq t_{ц.}$

Рис. 4 представляет собой наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит их перекрытие. Считаем, что первое окно распределителя перемещается по поверхности, образованной окнами золотника, поочередно их перекрывая.

Тогда, угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии определяется

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|.$$

Должно выполняться условие  $\sigma_i \leq \varepsilon$ , иначе окна не будут перекрываться.

Так как окна распределителя перекрываются как с окнами нагнетания, так и с окнами слива золотника, то существует два варианта перекрытия окон золотника окнами распределителя:

- окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{наг_i} - \alpha_{раб_i}(t)|; \quad (5)$$

- окна распределителя перекрываются с окнами слива золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{сл_i} - \alpha_{раб_i}(t)|. \quad (6)$$

Теперь определим угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя  $\varepsilon_1$  и золотника  $\varepsilon_2$ .

Минимальный угол раствора окна распределителя будет равен

$$\varepsilon_{1\min} = 2 \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (7)$$

где  $d$  – минимально возможный диаметр окна распределителя;  
выбирается исходя из конструктивных особенностей.

Максимальный угол раствора окна золотника равен

$$\varepsilon_{2\max} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\min} - 2\delta, \quad (8)$$

где  $\delta$  – зазор между окнами распределителя и золотника,

$$\delta = \arcsin \frac{\Delta}{2R}.$$

Исходя из этого радиус окна распределителя равен

$$r_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (9)$$

а радиус окна золотника

$$r_2 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (10)$$

Для определения площади перекрытия цилиндрических окон рассмотрим рис.5.

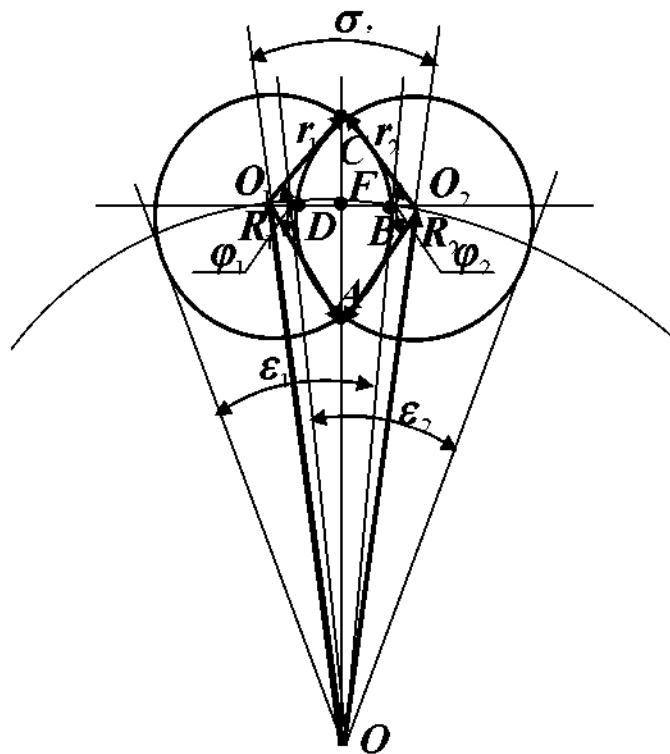


Рис. 5. К определению площади перекрытия цилиндрических окон распределителя и золотника



Площадь перекрытия  $S_i$ , соответствующая площади фигуры  $ABCD$  равна

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (6)$$

где  $S_{1i}$  – площадь сегмента  $ABC$ ;

$S_{2i}$  – площадь сегмента  $CDA$ .

Площадь сегмента  $ABC$  можно представить в виде разности площадей сектора  $CO_1A$  и  $\Delta CO_1A$ , т.е.

$$S_{1i} = S_{CO_1A} - S_{\Delta CO_1A}. \quad (7)$$

Площадь сектора  $CO_1A$  равна

$$S_{CO_1A} = \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{2\pi},$$

где  $\varphi_{1i}$  – угол, ограничивающий величину сектора  $CO_1A$ .

После преобразований получим

$$S_{CO_1A} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \varphi_{1i}. \quad (8)$$

Для определения площади  $\Delta CO_1A$  рассмотрим  $\Delta CO_1A$

$$S_{\Delta CO_1A} = \frac{1}{2} O_1C \cdot O_1A \cdot \sin \varphi_{1i}.$$

Так как  $O_1C = O_1A = r_1$ , то

$$S_{\Delta CO_1A} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \sin \varphi_{1i}. \quad (9)$$

Таким образом,

$$S_{1i} = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (10)$$

Для определения угла  $\varphi_{1i}$  рассмотрим  $\Delta O_1FA$ :

$$O_1F = r_1 \cdot \cos \frac{\varphi_{1i}}{2},$$

а из  $\Delta O_1FO$ :

$$O_1F = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$$

$$\text{Тогда } \varphi_{1i} = 2 \arccos \left( \frac{R_1}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (11)$$

Площадь сегмента  $CDA$  определяется аналогично:

$$S_{2i} = S_{CO_2A} - S_{\Delta CO_2A},$$

$$S_{CO_2A} = \frac{1}{2} r_2^2 \cdot \varphi_{2i},$$

где  $\varphi_{2i}$  – угол, ограничивающий величину сектора  $CDA$ .

Рассмотрим  $\Delta CO_2A$ . Его площадь равна

$$S_{\Delta CO_2A} = \frac{1}{2} r_2^2 \cdot \sin \varphi_{2i}.$$

Таким образом,

$$S_{2i} = \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (12)$$

Для определения угла  $\varphi_{2i}$  рассмотрим  $\Delta O_2FA$ :

$$O_2F = r_2 \cdot \cos \frac{\varphi_{2i}}{2},$$

а из  $\Delta O_2FO$ :

$$O_2F = R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$$

Тогда

$$\varphi_{2i} = 2 \arccos \left( \frac{R_2}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (13)$$

где  $\sigma_i$  – угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии.

Тогда площадь перекрытия  $S_i$ , соответствующая площади фигуры  $ABCD$  равна

$$S_i = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (14)$$

Известно [3,9,10,13], что распределительная система с сегментными окнами и равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ) с зазором равном нулю ( $\Delta = 0$ ) имеет наибольшую пропускную способность.

Тогда при равенстве геометрических параметров цилиндрических окон распределителя и золотника  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ , а следовательно радиусов распределительных окон  $r_1 = r_2$  и углов их перекрытия  $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}$ , угол, ограничивающий геометрические параметры цилиндрических окон будет равен

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (15)$$

а площадь перекрытия будет равна

$$S_i = r_1^2 \cdot (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (16)$$

Разработанный математический аппарат позволит исследовать влияние геометрических параметров распределительной системы с цилиндрическими окнами на выходные характеристики планетарной гидромашины.

*Выводы.* В результате проведенных исследований разработана математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, позволяющая произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины.

#### Литература

1. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / *А.И. Панченко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2005. – №4(10). – С. 102–112.
2. *Панченко А.И.* Математическая модель планетарного гидромотора / *А.И. Панченко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2007. – №3(17). – С. 23–35.
3. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61–65.
4. *Панченко А.И.* Результаты моделирования процесса перемещения жидкости в планетарных гидромашинках / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин* // Труды Харьковского ДТУСГ. – Харьков. – 1999. – С. 48–56.
5. *Панченко А.И.* Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С. 53–66.
6. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2010. – №3(29). – С. 57–69.
7. *Кюрчев В.Н.* Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы / *В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вип.2. – Т.12. – С. 70–77.
8. *Панченко А.И.* Моделирование процесса распределения жидкости в планетарных гидромашинках / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков* // Механіка та машинобудування.–

Харьков. – 1999. – №1. – С. 22–26 (для СП).

9. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С. 72–82.

10. *Панченко А.И.* Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2006. – Вип. 38. – С. 45–55.

11. *Панченко А.И.* К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь. – 2003. – Вип.12. – С. 34–40.

12. *Волошина А.А.* Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами / *А.А. Волошина* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.17. – С. 88–94.

13. *Панченко А.И.* Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2000. – Вип.1. – Т.15. – С. 31–39.

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ВІКНАМИ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С., Засядько А.І.

**Анотація** – роботу присвячено розробці математичної моделі торцевої розподільної системи з циліндричними вікнами, що застосовується в планетарних гідромашинах.

## **THE MATHEMATICAL MODEL OF THE DISTRIBUTION SYSTEM WITH CIRCULAR PORTS**

A. Panchenko, A. Voloshina, D. Titov, A. Zasyadko

### **Summary**

**Work is devoted to development of the mathematical model of the butt distribution system with circular ports, which is used in the planetary hydraulic machines.**