

А. И. ПАНЧЕНКО, А. А. ВОЛОШИНА, И. А. ПАНЧЕНКО

СПОСОБЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Рассмотрены планетарные гидромашини с различными выходными характеристиками, обусловленными конструктивными особенностями их распределительных систем, а так же способы распределения рабочей жидкости в них. Представлены математический аппарат и методики определения пропускной способности торцевой, цапфенной и непосредственной распределительных систем. Предлагаются три способа распределения рабочей жидкости в гидромашини планетарного типа: торцевое распределение, применяемое в низко-, средне- и высокооборотных гидромашини мощностью от 7 до 33 кВт и частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 мин⁻¹, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления; цапфенное распределение, применяемое в средне- и высокооборотных гидромашини мощностью от 2 до 7 кВт и частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью карданной передачи; непосредственное распределение, применяемое в низкооборотных гидромашини (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт и частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин⁻¹, с дополнительным внешним компенсирующим механизмом планетарного движения.

Ключевые слова: планетарная гидромашини, высокооборотные гидромашини, среднеоборотные гидромашини, низкооборотные гидромашини, распределительная система, торцевое распределение, цапфенное распределение, непосредственное распределение, пропускная способность, мощность, частота вращения выходного вала.

Введение. Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроприводов с гидромашини вращательного действия. На сегодняшний день, развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашини вращательного действия. Для приводов мобильной техники необходимы гидромашини мощностью свыше 7 кВт, гидромашини малой мощности от 1 до 7 кВт и гидромашини с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (от 0,5 мин⁻¹) частотами вращения. Самыми распространенными гидромашини, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашини [1–6]. Эти гидромашини допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т. д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашини, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники, можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей [1–6]. Но, на сегодняшний день отсутствует обоснование способов

распределения рабочей жидкости в гидромашини планетарного типа.

Анализ литературных источников. Исследование причин неудовлетворительной работы планетарных гидромашин показывает, что одним из основных узлов, лимитирующих эффективность работы планетарных гидромашин, является распределительная система, представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости и ее слива. Основной характеристикой любой распределительной системы является ее пропускная способность (расход жидкости), т. е. площадь проходного сечения. Площадь проходного сечения зависит от площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя, которая в свою очередь зависит от геометрических параметров и количества окон распределителя и золотника, а также от их формы.

Анализ конструктивных особенностей гидромашин планетарного типа показал, что распределение рабочей жидкости в них может быть торцевым путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, при помощи цапфенного распределителя и непосредственным, когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором [7–23].

От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят такие параметры гидромашини, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей жидкости, а также пропускная способность гидромашини.

Постановка задачи. Проведенные исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидромашин планетарного типа в зависимости от способа распределения рабочей жидкости. Для более рационального использования планетарных гидромашини привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать влияние способа распределения рабочей жидкости на

эффективность их работы. Улучшения эффективности работы гидравлических машин планетарного типа можно достичь путем исследования существующих способов распределения рабочей жидкости в зависимости от конструкции и исполнения распределительных устройств, что на сегодняшний день является актуальной задачей.

Результаты исследований. Развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Для приводов мобильной техники необходимы гидромашини мощностью свыше 7 кВт, гидромашини малой мощности от 2 до 7 кВт и гидромашини с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (от 0,5 мин⁻¹) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидромашини с планетарным движением вытеснителей, компенсирование движения которых осуществляется с помощью внешнего зубчатого зацепления (рис. 1, а), карданной передачи (рис. 1, б) и дополнительного внешнего компенсирующего механизма (рис. 1, в).

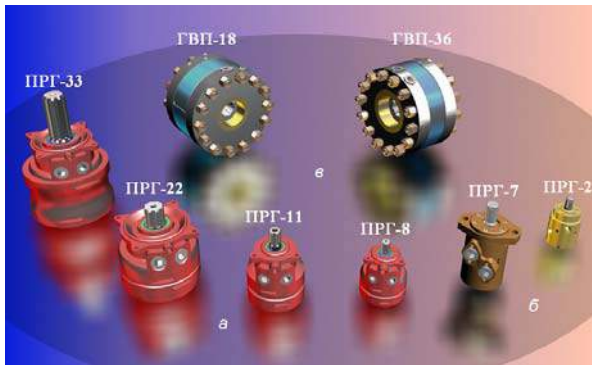


Рис. 1 – Гидромашини планетарного типа:
а – с торцевым распределением рабочей жидкости;
б – с цапфенным распределением рабочей жидкости;
в – с непосредственным распределением рабочей жидкости

Методика определения пропускной способности торцевой распределительной системы.

Торцевое распределение рабочей жидкости (рис. 2) применяется:

- в низкооборотных гидромашини с частотой вращения выходного вала 40–50 мин⁻¹;
- в среднеоборотных гидромашини с частотой вращения выходного вала 50–500 мин⁻¹;
- в высокооборотных гидромашини с частотой вращения выходного вала 500–1500 мин⁻¹.

Торцевое распределение (рис. 2) представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя 2 и неподвижного золотника 1, на которых выполнены распределительные окна 3, а также кольцевые каналы 4, зона нагнетания 5 и зона слива 6 (рис. 2).

Корпус гидромотора (рис. 2) изображен прозрачным, в нем есть входное отверстие, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие, через которое рабочая жидкость сливается. При работе планетарного гидромотора распределитель 2 вращается, а золотник 1 остается неподвижным. Рабочая жидкость под давлением –

зона нагнетания 5 – движется по кольцевым каналам 4 и радиальным отверстиям, выполненным в кольцевых каналах 4 золотника 1 к окнам нагнетания 7 золотника 1, которые соединяются с распределительными окнами распределителя 2 и попадает в рабочие камеры, образованные зубчатыми поверхностями охватывающего 7 и охватываемого 8 вытеснителей, а затем при вращении распределителя зона нагнетания 5 сменяется зоной слива 6 и жидкость идет на слив, т. е. гидравлическое поле перемещается. В зависимости от фаз работы распределительной системы направление движения рабочей жидкости по этим каналам, отверстиям и окнам меняется в ту или иную сторону, жидкость попадает в рабочие камеры или вытесняется из них.

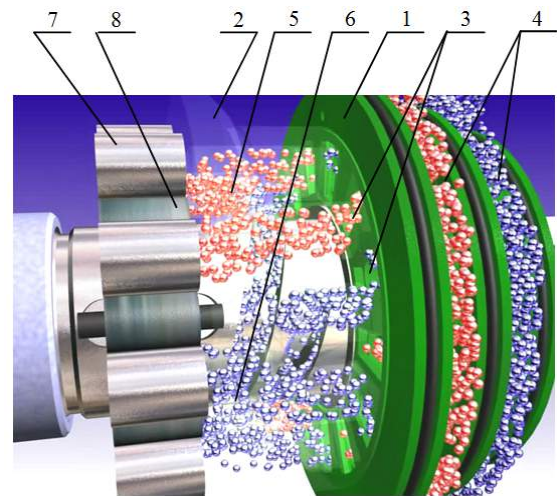


Рис. 2 – Принцип работы торцевой распределительной системы: 1 – золотник; 2 – распределитель; 3 – распределительные окна; 4 – кольцевые каналы; 5 – зона нагнетания; 6 – зона слива; 7 – охватывающий вытеснитель; 8 – охватываемый вытеснитель

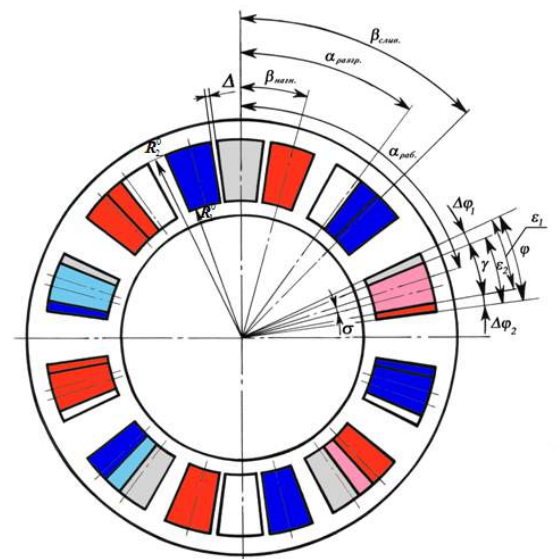


Рис. 3 – Расчетная схема определения геометрических параметров торцевой распределительной системы (распределителя и золотника) гидромотора планетарного типа ПРГ-33, ПРГ-22, ПРГ-11, ПРГ-8

С целью увеличения пропускной способности торцевой распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов торцевой распределительной системы (рис. 3) [22, 24, 25]:

1. Зная количество рабочих окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 : $Z_2 = 2Z_1 + 2$, определяются углы:

– между окнами распределителя и золотника:

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}, \beta = \frac{2\pi}{Z_2}; \quad (1)$$

– расположения первого окна распределителя

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{z.m} dt; \quad (2)$$

– расположения последующих окон распределителя будут равны:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (3)$$

причем считаем нечетные окна распределителя рабочими, текущие углы расположения которых равны $\alpha_{раб.i} = 2 \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$, а четные – разгрузочными, текущие углы расположения которых равны

$$\alpha_{разр.i} = 2 \frac{2\pi}{Z_1}(i-1) + \frac{2\pi}{Z_1}; \quad \text{дополнительные}$$

разгрузочные окна используются для увеличения пропускной способности торцевой распределительной системы, их количество и углы расположения определяются согласно методикам [9, 10];

– расположения текущих окон золотника:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta, \quad (4)$$

причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{нагн.i} = 2 \frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{\pi}{Z_2}$, а четные – окнами слива, текущие углы расположения которых равны

$$\beta_{сл.i} = 2 \frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{3\pi}{Z_2};$$

– перекрытия окна распределителя с окнами нагнетания золотника:

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

$$\sigma_i(t) = \left| \beta_{нагн_i} - \alpha_{разр_i}(t) \right|;$$

– перекрытия окна распределителя с окнами слива золотника:

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

$$\sigma_i(t) = \left| \beta_{сл_i} - \alpha_{разр_i}(t) \right|;$$

причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \frac{\beta}{2} - \Delta$, иначе окна не будут перекрываться;

– ограничивающие геометрические параметры распределительных окон:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta; \quad (7)$$

– перекрытия окон золотника окнами распределителя:

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t). \quad (8)$$

2. Зная внутренние R_1^0 и внешние радиусы R_2^0 распределителя и золотника, обусловленные конструктивными особенностями планетарных гидромашин данного типа, определяется пропускная способность торцевой распределительной системы:

$$S_{n.c.} = \sum S_i,$$

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^z \left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}, \quad (9)$$

при выполнении условия $\alpha_1(t) \leq 2\pi$, если же $\alpha_1(t) > 2\pi$, то $\alpha_1(t) = \alpha_1(t) - 2\pi$.

Таким образом, торцевое распределение рабочей жидкости применяется в планетарных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт (рис. 1, а) с частотой вращения выходного вала от 40 до 1500 мин⁻¹ [7–14].

Методика определения пропускной способности цапфенной распределительной системы. Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 4) применяется:

– в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200–500 мин⁻¹;

– в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500–2500 мин⁻¹.

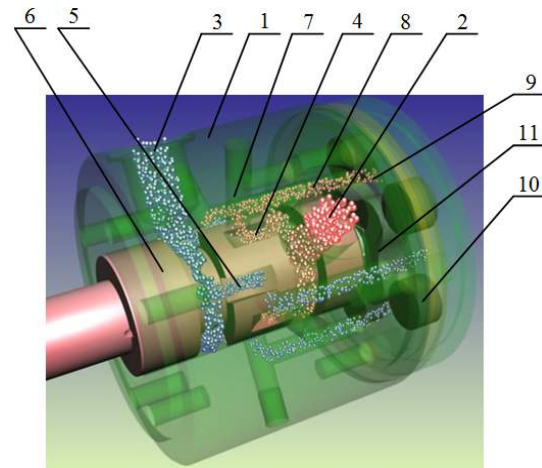


Рис. 4 – Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости: 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие; 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры; 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель

Цапфенное распределенное устройство (рис. 4) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями (рис. 5).

В корпусе 1 (рис. 4) гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давление поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с нарезанными на нем пазы 4, 5 вращается, а корпус 1

с отверстиями 7 – неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8 жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

Цапфенное распределение (рис. 5) представляет собой прилегающие поверхности подвижного вала, с выполненными на нем проточками нагнетания и слива и неподвижного корпуса, в котором выполнены радиальные и торцевые отверстия одинаковой формы и размера.

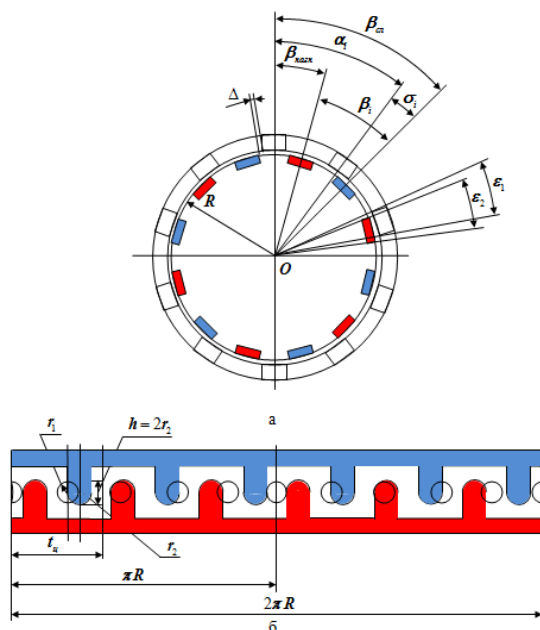


Рис. 5 – Расчетная схема определения геометрических параметров цапфенной распределительной системы (вала и корпуса) гидромотора планетарного типа ПРГ-7, ПРГ-2:

a – разрез вала; б – развертка вала

С целью увеличения пропускной способности цапфенной распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов цапфенной распределительной системы (рис. 5) [15, 16]:

1. Зная количество рабочих окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 по аналогии с торцевым распределением рабочей жидкости, определяются углы:

– расположения первого рабочего окна распределителя α_1 :

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{z,m} dt; \quad (10)$$

– расположения текущих окон распределителя:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (11)$$

– расположения первого рабочего окна золотника β_1 :

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}; \quad (12)$$

– расположения текущих окон золотника:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta, \quad (13)$$

причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых

равны $\beta_{нагн.i} = 2 \frac{2\pi R}{Z_2} (i-1) + \frac{\pi R}{Z_2}$, а четные – окнами

слива, текущие углы расположения которых равны

$$\beta_{сл.i} = 2 \frac{2\pi R}{Z_2} (i-1) + \frac{3\pi R}{Z_2};$$

– перекрытия окна распределителя с окнами нагнетания и слива золотника:

$$\sigma_i(t) = |\beta_{нагн.i} - \alpha_i(t)|; \quad (14)$$

$$\sigma_i(t) = |\beta_{сл.i} - \alpha_i(t)|;$$

причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \frac{\beta}{2} - \Delta$,

иначе окна не будут перекрываться;

– раствора окон распределителя и золотника:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta. \quad (15)$$

2. Зная радиус R расположения распределительных окон, определяются радиусы окон распределителя и золотника:

$$r = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (16)$$

3. Зная радиусы окон распределителя и золотника r , определяется пропускная способность цапфенной распределительной системы:

$$S_{n.c.i} = \sum S_i,$$

$$S_i = \frac{r^2}{4} \cdot \left[4 \arccos \left(\frac{R}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right) - \right.$$

$$- 2 \sin \left[2 \arccos \left(\frac{R}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right) \right] + \quad (17)$$

$$+ 2 \arccos \left(\frac{R}{r_1} \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon}{2} \right) \right) -$$

$$\left. - \sin \left[2 \arccos \left(\frac{R}{r} \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon}{2} \right) \right) \right] \right].$$

Таким образом, цапфенное распределение рабочей жидкости применяется в планетарных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт (рис. 1, б) с частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹ [15, 16].

Методика определения пропускной способности непосредственной распределительной системы. Непосредственное распределение рабочей жидкости (рис. 6) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5–50 мин⁻¹.

Рабочая жидкость (рис. 6) под давлением подается во входное отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6.

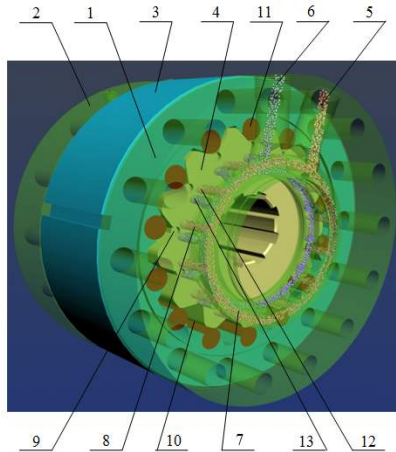


Рис. 6 – Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости: 1 – правая крышка; 2 – левая крышка; 3 – направляющая; 4 – шестерня; 5 – входное отверстие; 6 – выходное отверстие; 7 – кольцевой канал; 8 – аксиальные отверстия; 9 – распределительные окна; 10 – рабочие камеры; 11 – ролики; 12 – окна нагнетания; 13 – окна слива

Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7, выполненный в правой крышке 1, и от него одновременно – в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3, поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2. Далее жидкость через отверстия 9, выполненные на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя). Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства обуславливает перемещение отверстий 9, выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

Непосредственное распределение представляет собой (рис. 7) прилегающие поверхности подвижного распределительного устройства (шестерни) и неподвижного золотникового устройства (крышки), на которых выполнены распределительные окна одинаковой формы и размера.

С целью увеличения пропускной способности непосредственной распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов непосредственной распределительной системы (рис. 7) [22, 24, 25]:

1. Зная радиус $R_{ш}$ расположения центров зубьев шестерни, определяется радиус $R_{ш}^0$ расположения

распределительных окон:

$$R_{ш}^0 = R_{ш} - r_p. \quad (18)$$

2. Радиусы r_p распределительных окон шестерни и r_n окон нагнетания и $r_{сл}$ слива золотника выбираются так, чтобы выполнялось условие $M_i' \geq r_p + r_{сп} + 0,02$ для разграничения зоны нагнетания и слива.

3. Зная количество зубьев $Z_{ш}$ шестерни, и соответственно, количество распределительных окон $Z_{ш} = Z_p$ шестерни, а также количество зубьев $Z_{напр}$ направляющей, и соответственно, количество окон $Z_{напр} = Z_n$ нагнетания и $Z_{напр} = Z_{сл}$ слива крышки определяются углы расположения:

– распределительных окон шестерни:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1); \quad (19)$$

– окон нагнетания и слива крышки:

$$\beta_{n_i} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1); \quad \beta_{сл_i} = \frac{2\pi}{Z_{сл}} \cdot (i-1) - \beta_1. \quad (20)$$

4. Зная радиус $R_{ш}^0$ расположения распределительных окон шестерни, определяется радиус $R_{сп}$ расположения окон нагнетания и слива крышки:

$$R_{сп} = \sqrt{R_{ш}^{02} - 2R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (21)$$

5. Определив геометрические параметры элементов распределительной системы, определяется ее пропускная способность:

$$S_{n.c_i} = \sum S_i,$$

$$S_i = \frac{r_p^2}{2}(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{сп}^2}{2}(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}),$$

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{сп}^2}{2M_i \cdot r_p} \right), \quad (22)$$

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{сп}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right),$$

где M_i – межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии, зависящее от четверти расположения окон распределительного и золотникового устройств; причем должно выполняться условие $0 \leq M_i \leq |r_p + r_{сп}|$, иначе окна перекрываются не будут [24].

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами нагнетания золотникового устройств определяется в зависимости от четверти, в которой расположены перекрывающиеся окна, из выражения [25]:

$$M_i = \sqrt{A_i^2 \pm B_i^2},$$

$$A_i = R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i \text{ и } R_{сп} \cdot \cos \beta_{n_i} \text{ и } e; \quad (23)$$

$$B_i = R_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i \text{ и } R_{сп} \cdot \sin \beta_{n_i}.$$

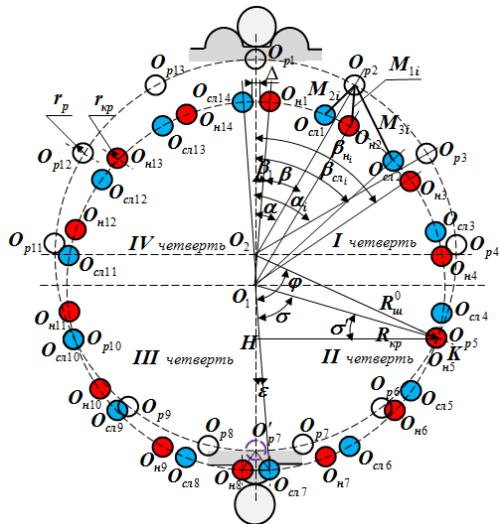


Рис. 7 – Расчетная схема определения геометрических параметров непосредственной распределительной системы (крышек и шестерни) гидровращателя планетарного типа ГВП-18, ГВП-36

Таким образом, непосредственное распределение рабочей жидкости [17–23] применяется в высокомоментных низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт (рис. 1, в) с частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин⁻¹.

Выводы. В результате проведенных исследований обоснованы способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах, с учетом их конструктивных особенностей, на основе разработанного математического аппарата и алгоритма определения пропускной способности торцевой, цапфенной и непосредственной распределительных систем.

Анализ проведенных исследований показал, что для повышения эффективности работы гидромашин планетарного типа, в зависимости от их конструктивных и функциональных особенностей, целесообразно использовать следующие способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение – в низко-, средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт и с частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 мин⁻¹; цапфенное распределение – в средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и с частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹; непосредственное распределение – в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт и с частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин⁻¹.

Рассмотренные планетарные гидромашины предназначены для гидрофикации приводов активных рабочих органов сельскохозяйственной, строительной, дорожной и др. мобильной техники, и способны обеспечить частоту вращения рабочего органа в диапазоне от 0,5 до 6000 мин⁻¹, при изменении мощности от 2 кВт до 36 кВт.

Список литературы: 1. Панченко А. И. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А. И. Панченко,

А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов [та ін.] // Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – № 1. – С. 71–74. 2. Панченко А. И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Ю. П. Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Т. 6, вип. 13. – С. 3–19. 3. Панченко А. И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А. И. Панченко, А. А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – № 3 (29). – С. 57–69. 4. Волошина А. А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 1, вип. 11. – С. 67–85. 5. Волошина А. А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / А. А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь : ТДАТУ, 2013. – Т. 1, вип. 3. – С. 65–86. – Режим доступа : <<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdata/pdf3t1/13vaamm.pdf>>. – Дата обращения : 5 января 2015. 6. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin - Rzeszow, 2015. – Vol. 17, № 9. – P. 29–36. 7. Панченко А. И. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашин / А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. В. Кюрчев // Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1998. – Т. 4, вип. 2. – С. 61–65. 8. 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. 9. Панченко А. И. Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / А. И. Панченко, В. Н. Кюрчев, А. А. Волошина [и др.] // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Т. 15, вип. 1. – С. 31–39. 10. Волошина А. А. Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами / А. А. Волошина // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Т. 17, вип. 2. – С. 88–94. 11. Панченко А. И. Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гидромотора / А. И. Панченко, В. Н. Кюрчев, А. А. Волошина // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 10–19. 12. Панченко А. И. Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева [и др.] // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. – С. 45–55. 13. Волошина А. А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин / А. А. Волошина, В. М. Верещага, В. В. Тарасенко [и др.] // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 3, вип. 1. – С. 177–185. – Режим доступа : <<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdata/pdf1t3/11VAAPHM.pdf>>. – Дата обращения : 5 января 2015. 14. Панченко А. И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Д. С. Титов [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 1, вип. 11. – С. 11–22. 15. Волошина А. А. Обоснование геометрических параметров цапфенных распределителей гидромашин / А. А. Волошина, В. Н. Кюрчев, П. В. Обернихин [и др.] // Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1999. – Т. 9, вип. 2. – С. 81–85. 16. Панченко А. И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. А. Зув [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Т. 3, вип. 12. – С. 15–27. 17. Панченко А. И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Т. 3, вип. 12. – С. 174–184. 18. Волошина А. А. Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу / А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Т. 4, вип. 14. – С. 51–58. 19. Панченко А. И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Т. 5, вип. 9. – С. 68–74. 20. Волошина А. А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А. А. Волошина // Наукові праці Південного філіалу НУБІП України «Кримський

агротехнологічний університет». Сер.: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203–212. **21. Панченко А. И.** Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ»*. Сер.: Гідрравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154) – С. 53–59. **22. Панченко А. И.** Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Промислова гідрравліка і пневматика*, 2014. – № 1 (43). – С. 71–82. **23. Панченко А. И.** Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 2014. – Vol. 16, № 5. – P. 293–298. **24. Панченко А. И.** Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // Праці ТДАТУ*. – Мелітополь, 2013. – Т. 6, вип. 13. – С. 82–101. **25. Панченко А. И.** Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 2014. – Vol. 16, № 3. – P. 179–186.

References: **1. Panchenko, A. I., et al.** "Perspektivi gidrofikatsii mobil'noy sil'skogospodars'koj tekhniki." *Promislova gidravlika i pnevmatika*. No. 1. 2003. 71–74. Print. **2. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and Yu. P. Obernihkin.** "Osnovnyye napravleniya gidrofikatsii mobil'noy tekhniki." *Praci TSATU*. Melitopol, 2013. No. 13.6. 3–19. Print. **3. Panchenko, A. I., and A. A. Voloshina** "Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidromashin s tsikloidal'noy formoy vytesniteley." *Promislova gidravlika i pnevmatika*. No. 3.29. 2010. 57–69. Print. **4. Voloshina, A. A.** "Klassifikatsiya planetarnykh gidromashin, primenyayemykh v silovyykh gidroprivodakh mobil'noy tekhniki." *Praci TSATU*. Melitopol, 2011. No. 11.1. 67–85. Print. **5. Voloshina, A. A.** "Konstruktivnyye osobennosti gidromashin planetarnogo tipa, primenyayemykh v gidroagregatakh mobil'noy tekhniki." *Naukoviy visnik TSATU*. Melitopol, 2013. No. 3.1. 65–86. Web. 5 January 2015 <<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaamm.pdf>>. **6. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko.** "Razrabotka planetarnykh gidromotorov dlya silovyykh gidroprivodov mobil'noy tekhniki." *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. No. 17.9. 2015. 29–36. Print. **7. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and S. V. Kyurchev.** "Izmeneniye geometricheskikh parametrov raspredelitel'noy sistemy pri rabote planetarnoy gidromashiny." *Trudy TGATA*. Melitopol, 1998. No. 2.4. 61–65. Print. **8. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. I. Milayeva.** "Issledovaniye vliyaniya izmeneniya konstruktivnykh parametrov raspredelitel'nykh sistem na vykhodnyye kharakteristiki planetarnogo gidromotora." *Praci TDATA*. Melitopol, 2006. No. 37. 72–82. Print. **9. Panchenko, A. I., et al.** "Metodika uvelicheniya propusknoy sposobnosti raspredelitel'nykh sistem planetarnykh gidromashin." *Praci TDATA*. Melitopol, 2000. No. 1.15. 31–39. Print. **10. Voloshina, A. A.** "Optimizatsiya parametrov tortsovoy rozpodil'noy sistemi z dodatkovimi rozvantazhuval'nimi viknami." *Praci TDATA*. –

Melitopol, 2000. No. 21.17. 88–94. Print. **11. Panchenko, A. I., V. N. Kyurchev and A. A. Voloshina.** "Doslidzhennya vplivu zminki propusknoy zdatsnosti rozpodil'nykh sistem na vikhidni kharakteristiki planetarnogo gidromotora." *Praci TDATA*. Melitopol, 2006. No. 37. 10–19. Print. **12. Panchenko, A. I., et al.** "Issledovaniye vliyaniya geometricheskikh parametrov raspredelitel'nykh sistem na funktsional'nyye parametry planetarnykh gidromotorov." *Praci TDATA*. Melitopol, 2006. No. 38. 45–55. Print. **13. Voloshina, A. A., et al.** "Issledovaniye vliyaniya formy okon torcevoj raspredelitel'noy sistemy na vyhodnyye kharakteristiki planetarnykh gidromashin." *Naukoviy visnik TSATU*. Melitopol, 2011. No. 3.1. 177–185. Web. 5 January 2015 <<http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf>>. **14. Panchenko, A. I., et al.** "Matematicheskaya model' tortsovoy raspredelitel'noy sistemy s tsilindricheskimi oknami." *Praci TSATU*. Melitopol, 2011. No. 11.1. 11–22. Print. **15. Voloshina, A. A., et al.** "Obosnovaniye geometricheskikh parametrov tsapfennykh raspredelitel'nykh gidromashin." *Trudy TGATA*. Melitopol, 1999. No. 2.9. 81–85. Print. **16. Panchenko, A. I., et al.** "Obosnovaniye putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik planetarnykh gidromashin maloy moshchnosti." *Praci TSATU*. Melitopol, 2012. No. 12. 3. 15–27. Print. **17. Panchenko, A. I., et al.** "Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidrovrashchateley planetarnogo tipa." *Praci TSATU*. Melitopol, 2012. No. 12.3. 174–184. Print. **18. Voloshina, A. A.** "Doslidzhennya KKD gidravlichnykh obertachiv planetarnogo tipu." *Praci TSATU*. Melitopol, 2014. No. 14.4. 51–58. Print. **19. Panchenko, A. I., et al.** "Obosnovaniye putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik gidrovrashchateley planetarnogo tipa." *Praci TSATU*. Melitopol, 2009. No. 9.5. 68–74. Print. **20. Voloshina, A. A.** "Obosnovaniye velichiny zazorov mezhdru elementami vytesnitel'noy i raspredelitel'noy sistem gidrovrashchatelya planetarnogo tipa." *Naukoviy visnik Pivdennoho filialu NUBiP Ukraïni "Krim'skiy agrotekhnologichniy universitet"*. Ser.: *Tekhnichni nauki*. Simferopol, 2013. 203–212. Print. **21. Panchenko, A. I., et al.** "Matematicheskaya model' rabochikh protsessov raspredelitel'noy sistemy gidrovrashchatelya planetarnogo tipa." *Visnyk NTU "KhPI"*. Ser.: *Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 53–59. Print. **22. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko.** "Matematicheskaya model' rabochikh protsessov gidravlicheskogo vrashchatelya planetarnogo tipa v sostave gidroagregata." *Promislova gidravlika i pnevmatika*, No. 1.43. 2014. 71–82. Print. **23. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and A. I. Zasyad'ko.** "Matematicheskaya model' vysokomomentnogo gidromotora s uprugoinertsionnoy nagruzkoy." *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. No. 16.5. 2014. 293–298. Print. **24. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and A. I. Zasyad'ko.** "Metodika proektirovaniya elementov raspredelitel'nykh sistem gidrovrashchateley planetarnogo tipa." *Praci TSATU*. Melitopol, 2013. No. 13.6. 82–101. Print. **25. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko.** "Metodologicheskiye osnovy proyektirovaniya gidravlicheskikh vrashchatelye planetarnogo tipa." *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. No. 16.3. 2014. 179–186. Print.

Поступила (received) 04.11.15

Панченко Анатолий Иванович – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, заведующий кафедрой мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 55-40-500; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Panchenko Anatoly Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Head at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 55-40-500; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Волошина Анжела Анатольевна – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, профессор кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 526-26-03; e-mail: voloshinaa2012@gmail.com.

Voloshina Angela Anatolievna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Professor at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 526-26-03; e-mail: voloshinaa2012@gmail.com.

Панченко Игорь Анатольевич – ассистент, Таврический государственный агротехнологический университет, ассистент кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (096) 121-40-87; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Panchenko Igor Anatolievich – Tavria State Agrotechnological University, Assistant at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (096) 121-40-87; e-mail: tia_tgata@bk.ru.