

УДК 621.62



*В.Н. Колпаков*

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КЛАПАННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

Статья посвящена разработке радиально-поршневых гидромашин с клапаным распределением жидкости. Гидромашин с таким распределением позволяют работать при высоких давлениях и создавать приводы машин с установкой гидромотора непосредственно на выходном звене без промежуточных передач. В радиально-поршневых гидромоторах применяется гидростатическое открытие клапанов и управление ими в открытом состоянии принудительно. При этом срабатывание клапанов смещено в угловом положении по отношению к эксцентриситету вала машины. В статье решается задача расчета угла сдвига фаз в работе клапанов и поршня.

Радиально-поршневой гидромотор, гидромашин, клапанное распределение, управление, угол сдвига фаз, давление, поршень, цилиндр, клапан.

Одним из направлений в современной технике является применение высоких (70 МПа и более) давлений. Преимущество гидропривода как раз и заключается в возможности создания высоких удельных сил. Применение высоких давлений, например в гидроприводе главного движения металлорежущих станков, позволяет расширить диапазон регулирования скорости вращения при постоянной мощности и обеспечить типовую предельную характеристику нагрузки при нерегулируемом гидромоторе и приемлемых габаритных размерах привода [1]. Это имеет большое значение при установке гидромотора непосредственно на шпиндельном узле.

Возможной базой для создания гидропривода сверхвысоких давлений являются радиально-поршневые и аксиально-поршневые роторные гидромашин [2, 3]. Максимальный перепад давления гидромашин в основном ограничивается величиной объемного КПД, поэтому необходимо добиваться уменьшения, в первую очередь, объемных потерь.

Известно, что до 95 % объемных потерь в гидромашин происходит в элементах, замыкающих ее рабочий объем. Узлом, определяющим утечки в поршневых гидромашин, является распределительное устройство, на которое приходится 75...90 % потерь [4].

Применение гидромашин с принудительным распределением жидкости (осевым и торцевым) ограничено в связи с большими объемными потерями, а также тем, что при повышении давления увеличивается потенциальная энергия жидкости и при переходе из зоны всасывания в зону нагнетания и наоборот, происходит изменение энергии, приводящее к резкому

шуму. Одним из существенных вопросов становится автоматическое распределение, происходящее в момент выравнивания энергетических уровней. Этот вопрос решается применением клапанного распределения [4].

Клапанное распределение отличается большой надежностью и долговечностью, а также высоким объемным КПД. Гидравлические машин с этим распределением свободны от гидравлических ударов и компрессии жидкости в цилиндрах, а также пригодны для работы при высоких температурах и давлениях (70 МПа и более).

Однако простое клапанное распределение имеет ряд недостатков, а именно: невозможность использовать его в двигательном режиме, невозможность изменения направления вращения вала, недостаточная герметичность рабочей клетки по причине утечек в результате перетекания жидкости через щель клапана вследствие запаздывания закрытия и открытия его в момент изменения направления хода поршня.

Для использования гидромашин в двигательном режиме применяют клапанное распределение, приводимое в движение принудительно. В этом случае клапаны приводятся в движение кулачками, расположенными на валу машин. Однако при высоких давлениях усилия, необходимые для открытия клапанов, резко возрастают и гидравлическая машин становится слишком громоздкой, что не позволяет установить ее, например, на шпиндельный узел станка. В связи с этим предложен новый способ – гидростатическое открытие клапанов в двигательном режиме [5] и конструкция радиально-поршневого гидромотора для его реализации [6]. Он за-

ключается в том что, открытие клапанов происходит автоматически в момент выравнивания энергетических уровней, а в открытом состоянии клапана управляются принудительно. Управление клапанами в открытом состоянии производится кулачками, которые в угловом положении смещены по отношению к эксцентриситету вала машины. Это обеспечивает необходимый сдвиг фаз  $\varphi_0$  в работе клапанов и плунжера.

Многими авторами рассматриваются схемы и конструкции радиально-поршневых и аксиально-поршневых гидромашин, способы распределения жидкости и регулирования рабочего объема [7, 8], но практически отсутствуют исследования и расчеты механизмов клапанного распределения жидкости.

В данной статье решается задача расчета угла сдвига фаз в работе клапанов и поршня, который необходимо обеспечить для реализации клапанного распределения в двигательном режиме.

Известно [9], что величина объемных потерь рабочей жидкости в единицу времени для системы «поршень – цилиндр» определяется соотношением:

$$\Delta Q_n = K_{V_n} q_n r_n^{1-\alpha_1} n_n^{1-\alpha_2} \frac{p^{\alpha_3}}{\gamma_n^{\alpha_4}},$$

где  $K_{V_n}$  – коэффициент пропорциональности, постоянный для данной гидромашин;  $q_n$  – удельная постоянная гидромашин;  $r_n$  – параметр регулирования гидромашин;  $\gamma_n$  – вязкость механической смеси воздуха и рабочей жидкости;  $n_n$  – частота вращения;  $p$  – давление в рабочей клетке.

Полагая  $\alpha_3 = 1$  и  $n_n = \frac{\omega}{2\pi}$ , можно написать:

$$\Delta Q_n = \frac{D \omega^{1-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} p, \quad (1)$$

где  $D = \frac{K_{V_n} q_n r_n^{1-\alpha_1}}{(2\pi)^{1-\alpha_2}}$ .

Обозначаем через  $t_0$  момент закрытия выпускного клапана и через  $V_0$  – объем рабочей смеси в цилиндре в этот момент. Тогда уравнение неразрывности для замкнутого объема жидкости после момента  $t_0$  может быть записано в виде:

$$-Fl\omega \sin \omega t = \left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \frac{\partial p}{\partial t} + D \frac{\omega^{1-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} p, \quad (2)$$

где  $F$  – площадь поршня;  $l$  – длина кривошипа;  $B$  – модуль упругости механической смеси воздуха и рабочей жидкости;  $C$  – жесткость механической системы «цилиндр – поршень – механические преобразователи – цилиндр».

Момент открытия напорного клапана соответствует условиям  $\omega t = 0$ .

Решая уравнение (2) с начальным условием  $p(0) = P_H$  ( $P_H$  – давление в напорной системе), и разлагая в ряд Маклорена, получаем приближенное выражение для  $p(t)$  с точностью до слагаемых третьего порядка малости:

$$p(t) = p_H - \frac{p_H \omega^{1-\alpha_2} D}{\left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}} t - \frac{D \omega^2 t^2}{2}. \quad (3)$$

Учитывая, что  $p(t) = p_{cl}$  ( $p_{cl}$  – давление в сливной системе), приходим к уравнению для нахождения момента  $t_0$  закрытия сливной магистрали:

$$p_{cl} = p_H - \frac{p_H \omega^{1-\alpha_2} D}{\left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}} t_0 - \frac{D \omega^2 t_0^2}{2}, \quad (4)$$

откуда

$$t_0 = \frac{-p_H \omega^{-\alpha_2} D - \sqrt{p_H^2 \omega^{-\alpha_2} D^2 + 2D \left(\frac{V_0}{B} + CF\right)^2 \gamma_n^{2\alpha_4} (p_H - p_{cl})}}{\omega D \left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}}.$$

Полагая  $\omega t_0 = -\varphi_0$ , находим значение угла сдвига фаз в момент закрытия выпускного клапана:

$$\varphi_0 = \frac{p_H \omega^{-\alpha_2} D + \sqrt{p_H^2 \omega^{-\alpha_2} D^2 + 2D \left(\frac{V_0}{B} + CF\right)^2 \gamma_n^{2\alpha_4} (p_H - p_{cl})}}{D \left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}}. \quad (5)$$

Если величина угловой частоты удовлетворяет условию:

$$\frac{2 \left(\frac{V_0}{B} + CF\right)^2 \gamma_n^{2\alpha_4} (p_H - p_{cl})}{P_H \omega^{-\alpha_2} D} \ll 1,$$

то можно получить упрощенную формулу для оценки  $\varphi_0$ :

$$\varphi_0 = \frac{2\omega^{-\alpha_2} p_H}{\left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}}. \quad (6)$$

Потери рабочей смеси в системе «поршень – цилиндр» с момента закрытия выпускного клапана и до момента открытия напорного клапана вычисляются интегрированием:  $Q_n = \int_{t_0}^0 \Delta Q_n dt$ .

Используя соотношение (1), получим:  $Q_n = \frac{D \omega^{1-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} \int_{t_0}^0 p(t) dt$ ; и далее с учетом (3) находим:

$$Q_n = \frac{D \omega^{1-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} t_0 \left( \frac{D \omega^2 t_0^2}{6} + \frac{p_H \omega^{1-\alpha_2} D t_0}{2 \left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}} - p_H \right).$$

Из соотношения (4) получаем:

$$\frac{p_H \omega^{1-\alpha_2} D t_0}{2 \left(\frac{V_0}{B} + CF\right) \gamma_n^{\alpha_4}} = \frac{p_H - p_{cl}}{2} - \frac{D \omega^2 t_0^2}{4}.$$

Таким образом, можно написать:

$$Q_n = \frac{D t_0 \omega^{1-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} \left( \frac{D \omega^2 t_0^2}{12} + \frac{p_H + p_{cl}}{2} \right).$$

Полагая в этой формуле  $\omega t_0 = -\varphi_0$ , получаем окончательно:

$$Q_n = \frac{D \varphi_0 \omega^{-\alpha_2}}{\gamma_n^{\alpha_4}} \left( \frac{D \varphi_0^2}{12} + \frac{p_H + p_{cl}}{2} \right).$$

Потери работы на сжатие рабочей смеси равны:

$$A_n = Fl \int_{t_0}^0 p(t) d \cos(\omega t) = Fl \int_0^{t_0} p(t) \sin \omega t dt.$$

Воспользовавшись соотношением (3), а также принимая  $\omega t_0 = -\varphi_0$  и разлагая полученное выражение в ряд Маклорена, получаем с точностью до слагаемых третьего порядка малости:  $A_n = Fl \frac{\varphi_0^2}{2}$ .

Отсюда находим наибольший допустимый угол

$$\varphi_{0 \max}: \varphi_{0 \max} = \sqrt{\frac{2A_n}{Fl}}.$$

Исследуем режимы работы гидромашин в другом крайнем положении поршня, которое соответствует моменту закрытия напорного клапана. Пусть  $V'_0$  – объем цилиндра в момент закрытия напорного клапана. Тогда уравнение неразрывности для замкнутого объема имеет вид:

$$-Fl\omega \sin \omega t = \left(\frac{V'_0}{B} + CF\right) \frac{\partial p}{\partial t}.$$

Его решением с начальными условиями  $p_{(t)}=p_{cl}$  при  $\omega t = \pi$  является функция:

$$p(t) = p_{cl} + \frac{Fl}{\left(\frac{V'_0}{B} + CF\right)} \frac{(\pi - \omega t)^2}{2}.$$

Если  $t'_0$  – момент закрытия клапана, то  $\omega t' = \varphi'_0$  и  $p(t'_0) = p_H$ , поэтому  $p_H = p_{cl} + \frac{Fl}{\frac{V'_0}{B} + CF} \frac{(\pi - \varphi'_0)^2}{2}$ .

Отсюда находим выражение для угла сдвига фаз  $\varphi'_0$ :

$$\varphi'_0 = \pi - \sqrt{2(p_H - p_{cl}) \frac{\left(\frac{V'_0}{B} + CF\right)}{Fl}}.$$

В заключение можно сделать вывод, что полученные результаты имеют практическое значение и позволяют определить параметры механизма клапанного распределения жидкости радиально-поршневого гидромотора с учетом параметров механизмов привода поршней и регулирования, давления, скорости вращения вала и характеристик рабочей жидкости на стадии проектирования.

### Литература

1. Колпаков, В. Н. Разработка гидропривода главного вращательного движения металлорежущих станков / В. Н. Колпаков // Вестник Вологодского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2024. – № 1 (23). – С. 62–65.

2. Борисов, Б. П. Объемные гидромашин: учебное пособие / Б. П. Борисов. – Москва : Издательство МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2018. – 237 с.

3. Суслов, Н. М. Гидравлические и пневматические системы. Объемный гидропривод: учебное пособие / Н. М. Суслов, С. А. Чернухин. – Москва : Ай Пи Ар Медиа, 2022. – 155 с.

4. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидродвигатели гидросистем / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1974. – 606 с.

5. Патент № 2783579 Российская Федерация, МКИ<sup>2</sup> F03C 1/08 Способ распределения жидкости в поршневых гидромашин : 2022111504 ; заявл. 27.04.2022 ; опубл. 14.11.2022 / Колпаков В. Н. Заявитель ФГБОУ ВО «Вологодский государственный университет».

6. Патент № 2722928 Российская Федерация, МКИ<sup>2</sup> F03C 01/04 Радиально-поршневой гидромотор с клапаным распределением : 2019131574 ; заявл. 07.10.19 ; опубл. 08.06.2020 / Колпаков В. Н. Заявитель : ФГБОУ ВО «Вологодский государственный университет».

7. Ахметьянов, А. Ф. О методах регулирования радиально-поршневых гидромоторов многократного действия / А. Ф. Ахметьянов // Энергосбережение. Наука и образование : Сборник докладов международной конференции (Набережные Челны, 28 ноября 2017 г.) / редакционная коллегия Исафилов И. Х. [и др.]; под редакция Исафилова И. Х. – Набережные Челны : Издательско-полиграфический центр Набережночелнинского института К(П)ФУ, 2017. – С. 112–117.

8. Габдулов, И. Н. Анализ радиально-поршневого и аксиально-поршневого насосов объемного действия / И. Н. Габдулов // Вопросы науки и образования. – 2019. – № 25 (74). – С. 4–6.

9. Дубровский, О. Н. Гидроэнергетические расчеты судовых гидравлических систем / О. Н. Дубровский. – Ленинград : Судостроение, 1974. – 317 с.

*V.N. Kolpakov*

*Vologda State University*

## DETERMINATION OF VALVE FLUID DISTRIBUTION PARAMETERS IN RADIAL PISTON HYDRAULIC MOTOR

The article is devoted to the development of radial piston hydraulic machines with valve fluid distribution. Hydraulic machines with this distribution make it possible to operate at high pressures and create machine drives with a hydraulic motor installed directly on the output link without intermediate gears. Radial piston hydraulic motors use hydrostatic valve opening and forced valve control in the open state. In this case, the actuation of the valves is shifted in an angular position relative to the eccentricity of the machine shaft. The article solves the problem of calculating the angle of phase shift in the operation of valves and pistons.

Radial piston hydraulic motor, hydraulic machine, valve distribution, control, phase angle, pressure, piston, cylinder, valve.