

УДК 621.225.001.4

## **ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ, ОБРАЗОВАННЫХ ЦИКЛОИДАЛЬНЫМИ КРИВЫМИ**

Панченко А.И., д.т.н

Волошина А.А., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Засядько А.И., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена вопросам улучшения выходных характеристик гидромашин планетарного типа путем оптимизации геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми.

**Ключевые слова** – планетарная гидромашина, вытеснители, циклоидальная кривая, межцентровое расстояние, крутящий момент.

*Постановка проблемы.* В процессе развития производства отечественного гидрооборудования сформировались традиционные его потребители: станкостроение со своими сложившимися конструктивными формами гидрооборудования, сельскохозяйственное, строительное и дорожное машиностроение. В несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями развивается гидрооборудование горного машиностроения, особенно угольной промышленности.

Преимущественное развитие в промышленности имеет гидросистема непрерывного действия (силовая) работающая по объемному принципу, являющаяся в большей или меньшей степени универсальной.

Гидросистемы малой мощности (10 – 30% мощности приводного двигателя) здесь предназначены в основном для обслуживания навесного оборудования, а гидросистемы средней мощности (50 – 60%) со средне- и низкооборотными гидромоторами – для обслуживания активных рабочих органов мобильной техники.

Недостаточно широкое применение гидросистем привода активных рабочих органов мобильной техники, как у нас в стране, так и

за рубежом, объясняется следующими причинами: спецификой требований к приводам рабочих органов; ограниченной номенклатурой гидромашин; неудовлетворительными их выходными характеристиками и др.

Повышения выходных характеристик гидромашин планетарного типа при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы – исследование влияния геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми на изменение выходных характеристик гидромашин планетарного типа.

*Анализ последних исследований.* Исследованиями принципа действия и кинематики зацепления вытеснителей планетарных гидромашин занимались Б.Н. Бирюков, Ф.Н. Ерасов, Т.В. Белозерова [1,2,3]. Основным недостатком этих исследований является то, что в этих работах не рассмотрено изменение межцентрового расстояния между вытеснителями, что в свою очередь вызывает пульсацию крутящего момента.

*Цель статьи* – улучшение выходных характеристик гидромашин планетарного типа путем оптимизации геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми.

*Основная часть.* В связи с интенсивным внедрением гидрообъемного привода мобильной сельскохозяйственной техники, очень остро встает вопрос об улучшении выходных характеристик гидромашин планетарного типа, используемых для приводов ее активных рабочих органов.

Одним из параметров, обуславливающих выходные характеристики планетарного гидромотора является крутящий момент  $M_{кр}$ , развиваемый его выходным валом. Известно [4,5], что для вытеснителей одного типа при одинаковых габаритных размерах, параметром, определяющим крутящий момент, рабочий объем и др. является межцентровое расстояние между вытеснителями.

Представить схему работы гидромотора (рис.1) можно следующим образом: внешний (охватывающий вытеснитель) выполнен в виде развертки и по нему под действием давления рабочей жидкости катится внутренний (охватываемый) вытеснитель. В этом случае можно наблюдать как, чередуясь от зуба к зубу, перемещается мгновенный центр вращения внутреннего вытеснителя. При этом, мгновенный центр вращения перемещается последовательно, например, от центра зуба внешнего вытеснителя  $O_2$  к центру зуба внутреннего вытеснителя  $O_1$  и затем снова к центру внешнего вытеснителя  $O_4$ . Таким образом, траектория перемещения мгновенного центра вращения представляет собой ломаную зигзагообразную кривую (рис.1).

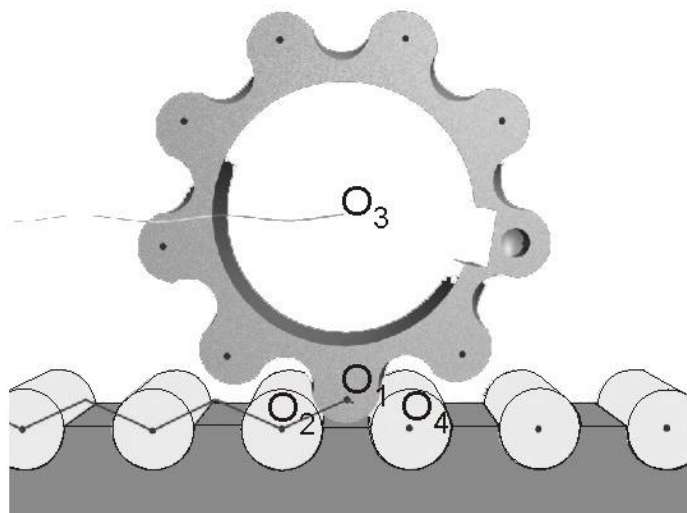


Рис. 1. Схема взаимодействия вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми

В результате такого взаимодействия вытеснителей планетарного гидромотора (рис. 1), центр  $O_3$  внутреннего вытеснителя (центр вала гидромотора) при движении описывает синусоидальную кривую, причем амплитуда этой кривой будет зависеть от амплитуды колебания мгновенного центра вращения внутреннего вытеснителя. Как показывают исследования [6,7] колебания межцентрового расстояния вызывают колебания крутящего момента на валу планетарного гидромотора до 2...3% своего номинального значения.

Для планетарных гидромашин (гидровращателей) серии ГВУ-Ф, с рабочим объемом 6300...8000 см<sup>3</sup>, у которых номинальный крутящий момент достигает 20000 Н·м, колебания крутящего момента составляют до 400...600 Н·м. Такие значительные колебания крутящего момента негативно сказываются не только на работе самой гидромашин, но и на всех элементах привода в целом.

Устранение указанного недостатка возможно лишь при определенном сочетании геометрических параметров вытеснителей планетарного гидромотора, когда значения межцентровых расстояний  $e_1$  и  $e_2$  между его вытеснителями (рис. 2), которые определяются отрезками  $O_1O_2$ , равны между собой.

С этой целью, необходимо решить задачу по определению взаимосвязи геометрических параметров вытеснителей, для которых независимо от положения мгновенного центра вращения подвижного вытеснителя (точки  $O_2, O_1, O_4$  и т.д., рис. 1), обеспечивается равенство  $e_1 = e_2$  (рис. 2). Исходными данными к решению поставленной задачи служат геометрические параметры вытеснителей (рис. 2): радиусы делительных окружностей внутреннего  $R_1$  вытеснителя, отмеченного отрезком  $O_1O_3$  и внешнего  $R_2$ , от-

меченного отрезками  $O_2O_5$  (рис. 2, а) и  $O_2O_6$  (рис. 2, б); радиусы окружностей зуба внутреннего  $r_1$  вытеснителя, отмеченного отрезком  $O_3O_4$  и внешнего  $r_2$ , отмеченного отрезками  $O_4O_5$  (рис. 2, а) и  $O_4O_6$  (рис. 2, б); сумма радиусов окружностей зубьев внутреннего и внешнего вытеснителей  $r_1 + r_2$ , отмеченная отрезками  $O_3O_5$  (рис. 2, а) и  $O_3O_6$  (рис. 2, б); количество зубьев внутреннего  $z_1$  и внешнего  $z_2$  вытеснителей; углы между зубьями внутреннего  $\alpha_1 = \frac{2\pi}{z_1}$  (рис. 2, а) и внешнего  $\alpha_2 = \frac{2\pi}{z_2}$  (рис. 2, б) вы-

теснителей; а также межцентровые расстояния  $e_1$  при мгновенном центре вращения вытеснителя в точке  $O_3$  (рис. 2, а) и  $e_2$  при мгновенном центре вращения вытеснителя в точке  $O_6$  (рис. 2, б), отмеченные отрезком  $O_1O_2$ .

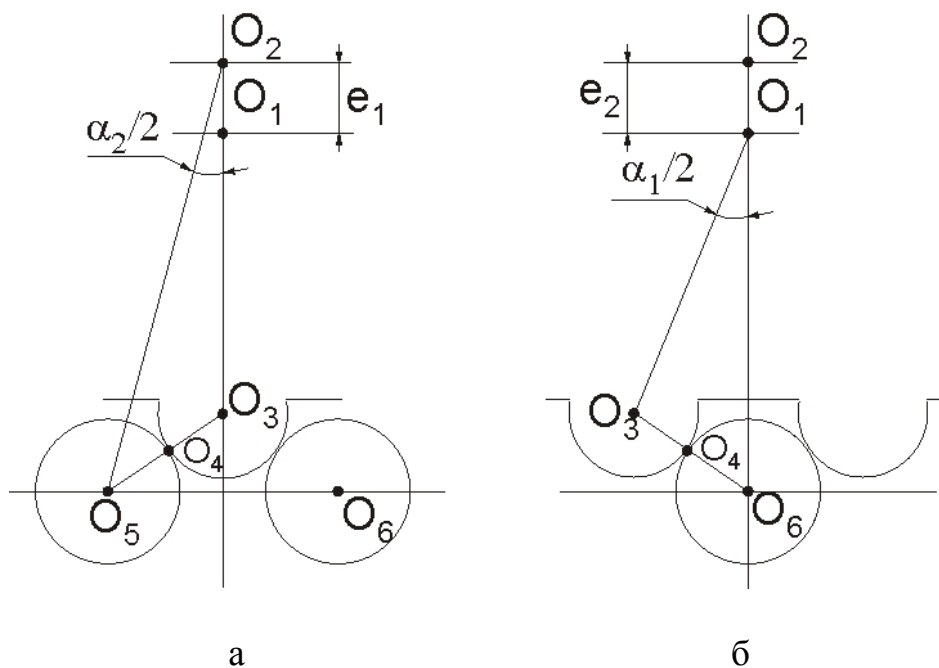


Рис. 2. Схема определения геометрических параметров вытеснителей, когда мгновенный центр вращения проходит через центр зуба:  
 а – внутреннего вытеснителя; б – внешнего вытеснителя;  
 $e_1, e_2, \alpha_1, \alpha_2$  - геометрические параметры вытеснителей

Из треугольника  $\Delta O_2O_3O_5$  (рис. 2, а) с учетом теоремы косинусов, решая и преобразовывая, можно записать равенство

$$(r_1 + r_2)^2 = R_2^2 + e_1^2 + 2e_1 \cdot R_1 + R_1^2 - 2R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - 2e_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2}. \quad (1)$$

По аналогії, из трикутника  $\Delta O_1 O_3 O_6$  (рис. 2, б) с учетом теоремы косинусов, решая и преобразовывая, можно записать следующее равенство

$$(r_1 + r_2)^2 = R_1^2 + R_2^2 - 2e_2 \cdot R_2 + e_2^2 - 2R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} + 2e_2 \cdot R_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1}. \quad (2)$$

Приравняв правые части равенств (1) и (2), решая и преобразовывая, получим равенство, определяющее взаимосвязь геометрических параметров, обуславливающих перемещение вытеснителей при чередовании мгновенных центров вращения в общем случае их движения

$$\begin{aligned} & 2 \cdot R_1 \cdot \left( e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right) \right) = \\ & = 2 \cdot R_2 \cdot \left( e_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - e_2 \right) + e_2^2 - e_1^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Для получения функциональной взаимосвязи геометрических параметров, равенство (3) целесообразно решать относительно радиуса  $R_1$  делительной окружности зубьев внутреннего вытеснителя

$$R_1 = \frac{2 \cdot R_2 \cdot \left( e_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - e_2 \right) + e_2^2 - e_1^2}{2 \cdot \left( e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right) \right)}. \quad (4)$$

Учитывая, что для решения поставленной задачи снижения пульсаций крутящего момента планетарного гидромотора необходимо соблюдение равенства межцентровых расстояний  $e_1 = e_2$  при чередовании мгновенных центров вращения, тогда выражение (4) после преобразований примет вид

$$R_1 = \frac{R_2 \cdot e_1 \left( \cos \frac{\pi}{z_2} - 1 \right)}{e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right)}. \quad (5)$$

Анализ полученной зависимости радиуса  $R_1$  делительной окружности внутреннего вытеснителя от геометрических параметров рабочих органов планетарного гидромотора, показывает, что выражение  $\cos \frac{\pi}{z_2} - 1$  в числителе уравнения (5) имеет отрицательное значение

ние, т.е.  $\cos \frac{\pi}{z_2} - 1 < 0$ . Для того, что бы радиус  $R_1$  принял положи-

тельное значение ( $R_1 > 0$ ) необходимо, что бы и знаменатель в выражении (5) имел отрицательное значение т.е.

$$e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right) + R_2 \cdot \left(\cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2}\right) < 0. \quad (6)$$

Выражение (6) может принимать отрицательное значение только при соблюдении условия

$$0 < R_2 < -\frac{e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right)}{\cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2}}. \quad (7)$$

Таким образом, можно сформулировать, что взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей планетарного гидромотора, описанная выражением (5), справедлива при значении радиуса  $R_2$  делительной окружности внешнего вытеснителя, находящемся в пределах, описанных следующим ограничением

$$0 < R_2 < \frac{e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right)}{\cos \frac{\pi}{z_2} - \cos \frac{\pi}{z_1}}. \quad (8)$$

Полученное выражение (5) при соблюдении условия (8) определяет оптимальную взаимосвязь геометрических параметров.

*Выводы.* В результате проведенных исследований обосновано условие равенства межцентровых расстояний  $e_1 = e_2$ , при котором устраняется пульсация крутящего момента планетарного гидромотора. На основании этого условия определена взаимосвязь радиуса  $R_1$  делительной окружности зубьев внутреннего вытеснителя с геометрическими параметрами рабочих элементов планетарного гидромотора. Определены граничные значения радиуса  $R_2$  делительной окружности зубьев внешнего вытеснителя.

#### Литература

1. Белозерова Т.В. Надежность планетарного гидроусилителя рулевого управления зерноуборочных комбайнов: автореф. на соиск. уч. степ. к.т.н: 05.20.03 / Т.В. Белозерова. – М: 1983. – 23 с.: ил.

2. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков.* – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
3. *Ерасов Ф.Н.* К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / *Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко* // Вестник машиностроения. – 1975. – №9. – С. 11-15.
4. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, Т.Н. Панченко, Е.Б. Грингауз* // Труды ТГАТА. – Мелитополь: ТГАТА, 1997.- Вып.1.– Т.1.– 176 с.
5. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / *А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз* // Труды ТГАТА.– Мелитополь: ТГАТА, 1996. – Вып. 2. – Т.4. – С. 56-60.
6. *Панченко А.И.* Определение функциональных параметров вытеснителей циклоидальных гидромашин / *А.И. Панченко, О.А. Ищенко, А.Ю. Золоторев, С.В. Кюрчев* // Труды Государственного аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского. – Харьков. – Вып.11. – С. 35-38.
7. *Панченко А.И.* Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 83-97.

## **ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИТИСКУВАЧІВ, УТВОРЕНИХ ЦИКЛОЇДАЛЬНИМИ КРИВИМИ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.І.

**Анотація – робота присвячена питанням покращення вихідних характеристик гідромашин планетарного типу шляхом оптимізації геометричних параметрів витискувачів, утворених циклоїдальними кривими.**

## **THE VALIDATION OF GEOMETRICS OF DISPLACERS, WHICH GENERATED BY CYCLOIDAL CURVES**

A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kurchev, A. Zas'ad'ko

### *Summary*

**Work is devoted the questions of improvement of output characteristics of planetary hydraulic machine by the optimization of geometrics of displacers, which generated by cycloidal curves.**