

УДК 621.225.001.4

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН НА ИХ ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Обернихин П.В., инженер,

Панченко И.А., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619) 42-04-42

Аннотация - работа посвящена исследованию влияния геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей на выходные характеристики планетарных гидромашин.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, охватывающий вытеснитель (ротор), охватываемый вытеснитель (шестерня), погрешность формы, диаметральный зазор.

Постановка проблемы. Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин планетарного типа, а также новых подходов в решении проблемы улучшения их выходных характеристик. Применение планетарных гидромашин в приводах активных рабочих органов мобильной техники, предъявляет высокие требования к выходным характеристикам, реализация которых может быть обеспечена при их проектировании.

Априорный анализ исследований, связанных с проектированием высокомоментных гидромоторов [4,5,6,7], позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, характеризующих планетарный гидромотор, таких как отсутствие жесткой кинематической связи между элементами вытеснительного блока, позволяющей им самоустанавливаться, занимать непредсказуемые взаиморасположения, в зависимости от погрешности формы элементов вытеснительного блока планетарного гидромотора.

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 рассмотрено взаимодействие элементов вытеснительного блока (ротора и шестерни) как теоретического «беззазорного» соединения. Однако, технологические трудности, вызванные конструктивными особенностями вытеснителей, обуславливают определенный допуск на их изготовление и приводят к наличию диаметрального зазора в реальном силовом соединении, который в процессе эксплуатации постоянно увеличивается [1,2], достигая своего предельного значения. Таким образом, реальный вытеснительный блок отличается от теоретического наличием диаметрального зазора и самое главное – отсутствием жесткой кинематической связи между его элементами (шестерней и ротором).

Следовательно, необходимо провести исследования, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснителей на изменение выходных характеристик планетарных гидромашин.

Цель статьи. Разработка математического аппарата, позволяющего описать взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей и исследовать их влияние на выходные характеристики планетарных гидромашин.

Основная часть. Основными параметрами, характеризующими выходные характеристики планетарных гидромашин, являются развиваемый крутящий момент $M_{кр}$ и соответствующая частота вращения n :

$$M_{кр} = F \times h, \quad (1)$$

где F – результирующая сила от действия давления рабочей жидкости;

$$F = \frac{2e \times \Delta p \times b \times (z_1 + 1)}{U};$$

h – плечо приложения результирующей силы F , определяемое радиусом R_1 .

Тогда теоретический (расчетный) крутящий момент на валу планетарной гидромашин (рис. 1) с учетом компенсирующего механизма выражается зависимостью [8]:

$$M_{кр} = \frac{2e \times \Delta p \times b \times R_1 \times (z_1 + 1)}{U}. \quad (2)$$

Из рис. 1 величина плеча h приложения результирующей силы F определяется как

$$h = O_1O_2 + O_1O_3 + O_3O_4, \quad (3)$$

$$\text{где } O_1O_2 = e; \quad O_1O_3 = R_1; \quad O_3O_4 = O_3N \times \cos\alpha; \quad (4)$$

$$O_3N = r_1; \quad \cos\alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}, \quad (5)$$

$$O_3O_6 = r_1 + r_2; \quad O_5O_6 = O_2O_6 \times \sin(0,5\gamma_2),$$

$$O_2O_6 = R_2; \quad 0,5\gamma_2 = \frac{\pi}{z_2}.$$

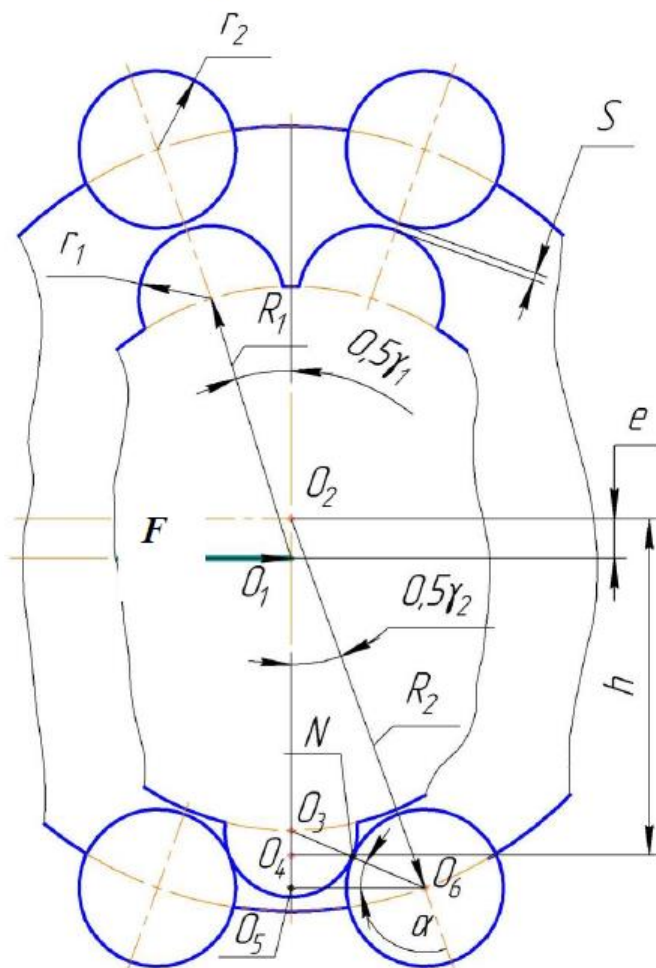


Рис. 1. Схема вытеснительного блока планетарной гидромашины

Тогда с учетом выражений (4) и (5) после соответствующих подстановок и преобразований выражение (3) примет вид:

$$h=e+R_1+r_1 \times \frac{R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1+r_2}. \quad (6)$$

Кинематическим анализом перемещения охватывающего вытеснителя (ротора) и охватываемого вытеснителя (шестерни) [9] установлено, что существенное влияние на величину диаметрального зазора S (рис. 1) оказывает погрешность формы контура Π_ϕ его деталей – шестерни и ротора. Погрешность формы контура Π_ϕ вытеснителей является комплексным показателем и зависит от взаимосвязи геометрических параметров $\Pi_\phi = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

Исходное значение диаметрального зазора определяется его технологическим (заданным чертежом при изготовлении) зазором S_T и отклонениями, вызванными погрешностью формы Π_ϕ вытеснителей

$$S=S_T \pm \Pi_\phi, \quad (7)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом Π_ϕ , определяется конкретными отклонениями погрешности формы деталей силового соединения.

С учетом выражений (6) и (7) изменение величины плеча h , в зависимости от контакта в i -той паре, можно выразить через геометрические параметры вытеснителей при изменении диаметрального зазора S во всем его диапазоне

$$h_i=h \times \cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1) \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2}, \quad (8)$$

где i – порядковый номер зуба шестерни (охватываемого вытеснителя), определяющий ее мгновенный центр вращения (с учетом погрешности формы), $i=1, 2, \dots, z_1$.

При значениях диаметрального зазора меньше критической величины $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни всегда проходит через условный зуб №1 (т.е. $i=1$), а, следовательно,

выражение $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ равно единице. Тогда с учетом выражения (6)

уравнение (8) принимает вид

$$h_1=e+R_1+r_1 \times \frac{R_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1+r_2} \pm \frac{(S_T + \Pi_\phi)}{2}. \quad (9)$$

Подставляя в (1) значения результирующей силы с учетом изменения межцентрового расстояния на величину колебания зазора

$\pm \frac{S}{2}$ [9] и диаметального зазора (7), получим выражение для определения крутящего момента $M_{кр}$:

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2} \right) \times \frac{\Delta p \times b \times (z_1 + 1)}{U} \times h_i, \quad (10)$$

где знак (+) или (-) при слагаемом $\frac{(S_T \pm \Pi_\phi)}{2}$ определяется положением шестерни [9].

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметального зазора от S до $S_{кр}$, крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, так как изменения геометрических параметров вытеснителей (обусловленных изготовлением) значительно влияют на изменение величины плеча h .

Когда в процессе эксплуатации значения диаметального зазора S превышают величину $S_{кр}$, мгновенный центр вращения шестерни проходит через условный зуб № 2, № 3 и т.д., при этом величина плеса h определяется выражением (2.43), а, следовательно, крутящий момент $M_{кр}$ резко уменьшается в $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ раз.

Анализ математических зависимостей, описывающих изменение крутящего момента $M_{кр}$ от изменения диаметального зазора S показывает, что в диапазоне изменения значений диаметального зазора $S \dots S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет описываться пульсирующей кривой, среднее значение которой практически не изменяется при изменении значений диаметального зазора S . В диапазоне значений $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ будет резко уменьшаться и, следовательно, описываться какой-то параболической зависимостью.

Расход рабочей жидкости, подведенный к вытеснительному блоку $Q_{эм}$ зависит от внутренних перетечек $Q_{эм,п}$ по диаметальному зазору

$$Q_{эм} = Q_{эм,г} + Q_{эм,п}. \quad (11)$$

Тогда перетечки $Q_{зм.п}$ по диаметральному зазору в вытеснительном блоке гидромотора равны:

$$Q_{зм.п} = Q_{зм} - n \times V_{зм0}. \quad (12)$$

В процессе эксплуатации при значениях диаметального зазора $S < S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.п}$ отсутствуют, так как происходит самогерметизация зоны нагнетания силового соединения от зоны слива [9].

При значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.п}$ характеризуются расходом жидкости через щель высотой $S'_к$, образованную цилиндрическими поверхностями зубьев шестерни и ротора и определяется зависимостью [10]:

$$Q_{зм.п} = \mu \times A_{щ} \times \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (13)$$

Площадь поперечного сечения рассматриваемой щели определяется как

$$A_{щ} = b' \times S'_к. \quad (14)$$

Подставив в выражение (13) выражение для определения площади щели (14), получим выражение, описывающее перетечки в планетарном гидромоторе при значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$:

$$Q_{зм.п} = \mu \times b \times S'_к \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (15)$$

Таким образом, можно сделать заключение, что при значениях диаметального зазора $S < S_{кр}$ перетечки $Q_{зм.п}$ в планетарном гидромоторе отсутствуют (так как происходит «самогерметизация» вытеснителей [9]), а зависимость изменения перетечек $Q_{зм.п}$ от диаметального зазора S представляет собой прямую линию с нулевым значением перетечек. При значениях диаметального зазора $S > S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.п}$ определяются выражением (15) и изменяются по параболической зависимости.

Анализ кинематики перемещения вытеснителей показывает, что в процессе эксплуатации, при изменении значения величины диаметального зазора от S до $S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ изменяется (пульсирует) довольно значительно, т.к. изменения

геометрических параметров вытеснителей (обусловленные изготовлением) значительно влияют на изменение величины параметра h .

В диапазоне $S > S_{кр}$ крутящий момент $M_{кр}$ резко уменьшается (в $\cos \frac{2\pi}{Z_1}(i-1)$ раз) и, следовательно, будет описываться параболической зависимостью.

При значениях диаметрального зазора между вытеснителями планетарного гидромотора $S < S_{кр}$ перетечки по диаметральному зазору $Q_{зм.п}$ отсутствуют в связи с самогерметизацией зоны нагнетания силового соединения от зоны слива.

Выводы. В результате теоретических исследований получены математические зависимости, позволяющие описать взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей с учетом их конструктивных особенностей и определить их влияние на выходные характеристики планетарных гидромашин.

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. – 152 с.: ил.
3. Ерасов Ф.Н., Иванченко Ф.Н. К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко // Вестник машиностроения. – 1975. – №9. – С.11-15.
4. Красневский Л.Г. Современные тенденции развития гидроприводов и гидроавтоматики в автотракторостроении / Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – с.83-85.
5. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий – М.: Машиностроение. – 1991. – 383с.
6. Об'ємний гідропривод (основи проектування і розрахунки). Навчальний посібник. – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2001. – 212с.: іл.
7. Панченко А.И. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз // Труды ТГАТА. – Мелитополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – с. 56-60.
8. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического

привода / *Ф.Н. Ерасов*. – Киев: УкрНИИНТИ. – 1969. – 55с.: ил.

9. *Кюрчев С.В.* Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин / *С.В. Кюрчев* // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков. – 2002. – Вып.5. – С.235-240.

10. *Баишта Т.М.* Машиностроительная гидравлика / *Т.М. Баишта* – М.: Машиностроение. – 1971. – 672с.

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН НА ЇХ ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин П.В., Панченко И.А.

Анотація – статтю присвячено дослідженню впливу геометричних параметрів витискувачів з урахуванням їх конструктивних особливостей на вихідні характеристики планетарних гідромашин.

THE IMPACT OF THE PLANETARY-TYPE FLUID MACHINES GEOMETRIC PARAMETERS TO ITS OUTPUT CHARACTERISTICS

A. Panchenko, A. Voloshina, P. Obernihin, I. Panchenko

Summary

The article is devoted by the development of displacers geometric parameters with a glance its design features to its output characteristics of the planetary fluid machines.