



УДК 621.225.001.4

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А.А., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена исследованию влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидравлических вращателей планетарного типа на изменение его выходных характеристик.

Ключевые слова – гидравлический вращатель, вытеснительная система, распределительная система, параметрические исследования, геометрические параметры, выходные характеристики.

Постановка проблемы. Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос гидрофикации ее активных рабочих органов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидровращателей вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

Существующие планетарные гидромашинны при различных конструктивных исполнениях можно объединить по двум основным функциональным системам – вытеснительной и распределительной.

Самым распространенным представителем высокомоментных гидромоторов планетарного типа, разработанных и производимых в СНГ, является гидровращатель планетарного типа серии РПГ. Основным его недостатком является [1-5] неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Поэтому очень остро встает вопрос исследования влияния геометрических параметров вытеснительных и распределительных систем гидровращателей планетарно-



го типа на их выходные характеристики.

Анализ последних исследований. Отличительной особенностью гидровращателя планетарного типа является то, что не считая уплотнительных и соединительных элементов, гидровращатель состоит из четырех основных деталей [4-6]: направляющей со вставными зубьями (роликами), шестерни, эксцентрично установленной внутри направляющей, выполняющей одновременно функцию вытеснительного элемента и распределительного устройства и крышек, выполняющих функцию золотникового устройства.

Проведенный анализ конструктивных особенностей гидровращателей планетарного типа показал [4-6], что основными узлами, снижающими эффективность его работы, являются вытеснительная система, определяющая формирование вращающегося гидравлического поля и распределительная система непосредственного типа, ограничивающая объем рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры.

Поэтому, улучшение динамических характеристик гидравлического вращателя планетарного типа, расширение его технических возможностей можно достичь путем исследования влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем на его выходные характеристики на базе уточненных физической и математической моделей [7], учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидровращателя, а также особенностей рабочей жидкости.

Формулировка целей статьи. Улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа путем исследования изменения геометрических параметров элементов их вытеснительных и распределительных систем на основе усовершенствованных математических моделей.

Основная часть. Полученные математические модели [7] рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, который работает в составе гидроагрегата, описывают динамические процессы, которые происходят в гидравлическом вращателе планетарного типа с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем, а также учитывают их взаимное влияние на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом.

В результате проведенных теоретических исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета [7], позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной системы планетарного гидровращателя и определить влияние конструктивных особенностей вытеснительной системы на динамику гидровращателя планетарного типа.

В гидравлических вращателях планетарного типа с использованием непосредственной системы распределения рабочей жидкости, большое значение уделяется геометрическим параметрам элементов вытеснительной системы [8], так как часть рабочей жидкости распределяется к рабочим камерам



гидровращателя через зазоры, образовавшиеся между элементами вытеснительной системы в результате аппроксимации циклоидального зубчатого профиля самих вытеснителей.

Поэтому, для исследования изменения зазора δ между вытеснительными элементами, соединяющего рабочие камеры, разработана математическая модель [7], описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа, которая была реализована с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, позволяющего моделировать изменение зазора δ между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить его влияние на выходные характеристики планетарного гидровращателя.

Для моделирования работы вытеснительной системы приняты следующие исходные данные и начальные условия [8]:

- рабочий объем серийного и модернизированного гидровращателей $V_{zv} = 6300 \text{ см}^3$;
- количество зубьев направляющей $Z_{напр(c)} = 26$ серийного и $Z_{напр(m)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество зубьев шестерни $Z_{ш(c)} = 25$ серийного и $Z_{ш(m)} = 13$ модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(c)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{ш(m)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев шестерни $r_{ш(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(m)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев направляющей $r_{н(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{н(m)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- эксцентриситет $e_c = 3,0266 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 5,9473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей.

Для обоснования модернизированной конструкции элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа были проведены параметрические исследования для вытеснительной системы с различным количеством зубьев шестерни и направляющей. Минимальное количество зубьев шестерни $Z_{ш} = 11$ и направляющей $Z_{напр} = 12$ ограничено конструктивными особенностями, которые обусловлены габаритными (присоединительными) размерами гидровращателя.

В результате проведенных параметрических исследований были определены геометрические параметры элементов вытеснительной системы (таблица 1) и получена зависимость (рис. 1) распределения зазоров между зубья-



ми шестерни и направляющей, для различных кинематических схем элементов вытеснительной системы, определяющих количество рабочей жидкости, подводимой к рабочим камерам гидровращателя.

Таблица 1 – Геометрические параметры элементов вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа

| | | | | | | | | |
|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| $Z_{ш}$ | 11 | 13 | 15 | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 |
| $Z_{напр}$ | 12 | 14 | 15 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
| $R_{ш}$ | 70,4 | 73,65 | 76,1 | 78,1 | 79,6 | 80,75 | 81,6 | 80,1 |
| R_n | 88 | 88,5 | 89 | 89,5 | 90 | 90,5 | 91 | 89,05 |
| $r_{ш}$ | 14,7 | 11,8 | 9,8 | 8,35 | 7,35 | 6,75 | 6,45 | 6 |
| r_n | 9,5 | 9 | 8,5 | 8 | 7,5 | 7 | 6,5 | 6 |
| e | 6,59 | 5,95 | 5,38 | 4,92 | 4,48 | 4 | 3,53 | 3,03 |
| δ_0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| δ_2 | 0,0578 | 0,0986 | 0,1017 | 0,0992 | 0,0795 | 0,0381 | 0,0072 | -0,0397 |
| δ_4 | 0,3974 | 0,3911 | 0,3473 | 0,3077 | 0,2479 | 0,1552 | 0,058 | -0,0159 |
| δ_6 | 0,532 | 0,5649 | 0,5299 | 0,484 | 0,4063 | 0,2824 | 0,1478 | 0,0388 |
| δ_8 | 0,3797 | 0,5184 | 0,5581 | 0,5536 | 0,4958 | 0,3738 | 0,2272 | 0,0989 |
| δ_{10} | 0,122 | 0,3125 | 0,4383 | 0,5022 | 0,4952 | 0,4066 | 0,2751 | 0,1467 |
| δ_{12} | 0 | 0,0926 | 0,2424 | 0,3613 | 0,4136 | 0,3781 | 0,2831 | 0,1726 |
| δ_{14} | | 0 | 0,0687 | 0,1895 | 0,2821 | 0,3012 | 0,2535 | 0,1738 |
| δ_{16} | | | 0 | 0,0522 | 0,1431 | 0,1989 | 0,1966 | 0,153 |
| δ_{18} | | | | 0 | 0,0386 | 0,0987 | 0,1274 | 0,1171 |
| δ_{20} | | | | | 0 | 0,0263 | 0,0624 | 0,0751 |
| δ_{22} | | | | | | 0 | 0,0165 | 0,0365 |
| δ_{24} | | | | | | | 0 | 0,0096 |
| δ_{26} | | | | | | | | 0 |
| δ_{max} | 0,532 | 0,5649 | 0,5581 | 0,5536 | 0,4958 | 0,4066 | 0,2831 | 0,1738 |

Анализ зависимости (рис. 1) изменения максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов (шестерни и направляющей) от кинематической схемы вытеснителей показывает, что с уменьшением номера кинематической схемы (количества зубьев шестерни и направляющей) максимальный зазор возрастает до схемы 13/14 и далее начинает уменьшаться.

Анализировать изменение зазоров в кинематических схемах меньше, чем 11/12 не представлялось возможным, так как все последующие схе-

мы (в сторону уменьшения) не входят в конструктивную группу гидровращателей, обуславливающих исследуемый функциональный ряд. Таким образом, для проектирования модернизированного гидровращателя наиболее оптимальной является кинематическая схема 13/14 с количеством зубьев шестерни $Z_{ш} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$, что свидетельствует о максимальной заполняемости рабочих камер, образованных выбранным зубчатым зацеплением.

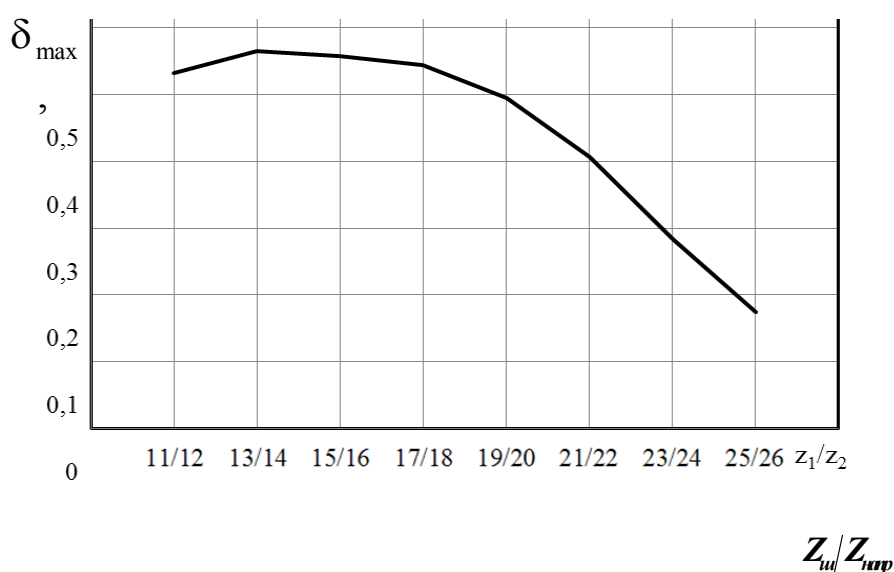


Рис. 1. Зависимость изменения максимального зазора между зубьями шестерни и направляющей от кинематической схемы вытеснителей.

На основании результатов параметрических исследований, приведенных выше, были спроектированы новые вытеснительные элементы – направляющая и шестерня, распределение зазоров между зубьями серийной и модернизированной вытеснительных систем приведены на рисунке 2.

Анализ распределения зазоров (рис. 2) между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры гидровращателя планетарного типа показывает, что в серийном гидровращателе максимальное значение зазора не превышает 0,17 мм, при этом, во второй и третьей парах зубьев существует натяг 0,04 мм и 0,02 мм соответственно, что не только ограничивает прохождение рабочей жидкости к рабочим камерам, но и вызывает заклинивание элементов вытеснительной системы. Проведенные исследования объясняют достаточно низкое значение гидромеханического КПД серийного гидровращателя.

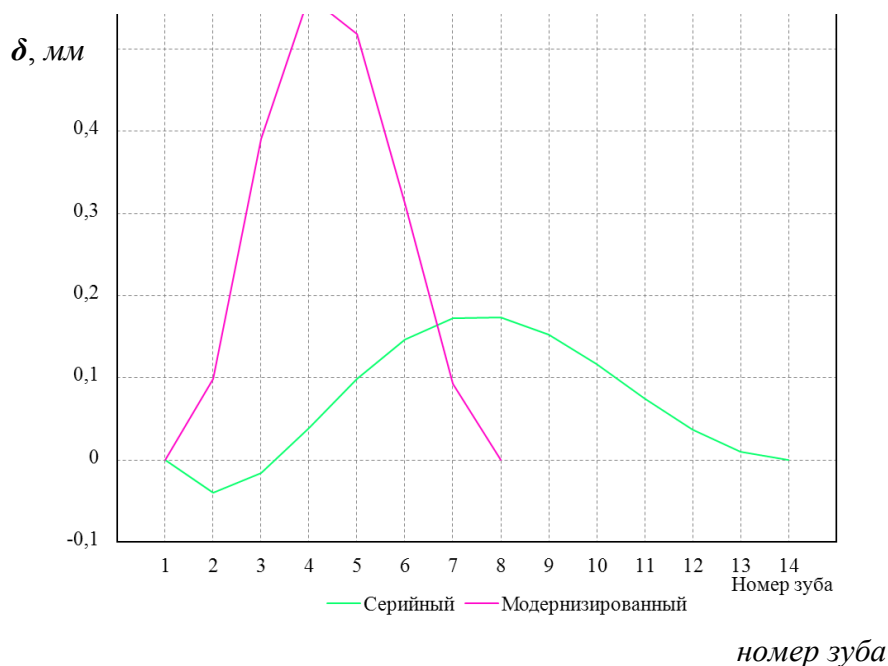


Рис. 2. Распределение зазоров между вытеснительными элементами, соединяющих рабочие камеры гидровращателей планетарного типа

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ распределения зазоров (рис. 2) в модернизированном гидровращателе показывает, что максимальное значение зазора в 3,36 раза выше, чем у серийного, что позволяет практически во столько же раз увеличить заполняемость рабочих камер модернизированного гидровращателя, и как следствие, повысить его полезную мощность и значение гидромеханического КПД. При этом необходимо отметить, что минимальное значение зазоров между вытеснительными элементами модернизированной вытеснительной системы (во второй и седьмой паре зубьев) составляет 0,1 мм.

Проведенные параметрические исследования вытеснительной системы позволяют спроектировать вытеснительные элементы модернизированного гидровращателя планетарного типа.

В результате проведенных теоретических исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета [7], позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров распределительной системы и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Выполненное более полное математическое описание процессов, происходящих в распределительной системе открывает возможность исследования статических и динамических характеристик гидровращателя планетарного типа и определения влияния на них конструктивных особенностей распределительной системы.



Математическая модель, описывающая работу распределительной системы [7], с учетом совокупности ее геометрических параметров, обеспечивающих работоспособное состояние планетарного гидровращателя исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, который позволяет определить влияние геометрических параметров распределительной системы в любой момент времени на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

Для моделирования работы распределительной системы приняты следующие исходные данные и начальные условия [8]:

- количество окон нагнетания крышки $Z_{н(c)} = 26$ серийного и $Z_{н(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество окон слива крышки $Z_{н(c)} = 26$ серийного и $Z_{н(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество распределительных окон шестерни $Z_{ш(c)} = 25$ серийного и $Z_{ш(м)} = 13$ модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения распределительных окон шестерни $R_{ш(c)}^0 = 72,2 \text{ мм}$ серийного и $R_{ш(м)}^0 = 66,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус распределительных окон шестерни $r_{ш(c)} = 2,5 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(м)} = 4,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус окон нагнетания и слива крышки $r_{кр(c)} = 2,5 \text{ мм}$ серийного и $r_{кр(м)} = 4,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- эксцентриситет $e_c = 3 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 6 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей.

В результате проведенных параметрических исследований (таблица 2) определены геометрические параметры элементов распределительной системы и площади ее проходного сечения, получена зависимость (рис. 3) изменения средней площади проходного сечения распределительной системы для различных кинематических схем вытеснительных элементов гидравлического вращателя планетарного типа. Так же, проведенными параметрическими исследованиями получена зависимость (рис. 4), определяющая изменение площади проходного сечения исследуемых распределительных систем непосредственного типа для серийного и модернизированного гидровращателей.



Таблица 2 – Геометрические параметры элементов распределительной системы гидравлических вращателей планетарного типа

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-----------------|-------|-------|------|------|------|------|------|------|
| $Z_{ш}$ | 11 | 13 | 15 | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 |
| $Z_{напр}$ | 12 | 14 | 15 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
| Z_p | 11 | 13 | 15 | 17 | 19 | 21 | 23 | 25 |
| Z_n | 12 | 14 | 15 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
| $Z_{сл}$ | 12 | 14 | 15 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
| $R_{ш}^0$ | 69,8 | 66,4 | 73 | 70,5 | 72,1 | 74 | 74,1 | 72,2 |
| $R_{кр}$ | 74,1 | 72,2 | 76,5 | 73,5 | 75,1 | 76,5 | 76,1 | 74,1 |
| r_p | 4,8 | 4,4 | 4 | 3,6 | 3,2 | 3 | 2,8 | 2,5 |
| $r_{кр}$ | 4,8 | 4,4 | 4 | 3,6 | 3,2 | 3 | 2,8 | 2,5 |
| e | 6,59 | 5,95 | 5,38 | 4,92 | 4,48 | 4 | 3,53 | 3,03 |
| $S_{n.c_{max}}$ | 102,9 | 108,5 | 96,6 | 89,7 | 75,7 | 76,8 | 77,5 | 67,7 |
| $S_{n.c_{min}}$ | 94,7 | 107 | 91,5 | 86,5 | 72,7 | 74,1 | 75,5 | 66,1 |
| $S_{n.c_{cp}}$ | 98,8 | 107,8 | 94,1 | 88,1 | 74,2 | 75,4 | 76,5 | 66,9 |

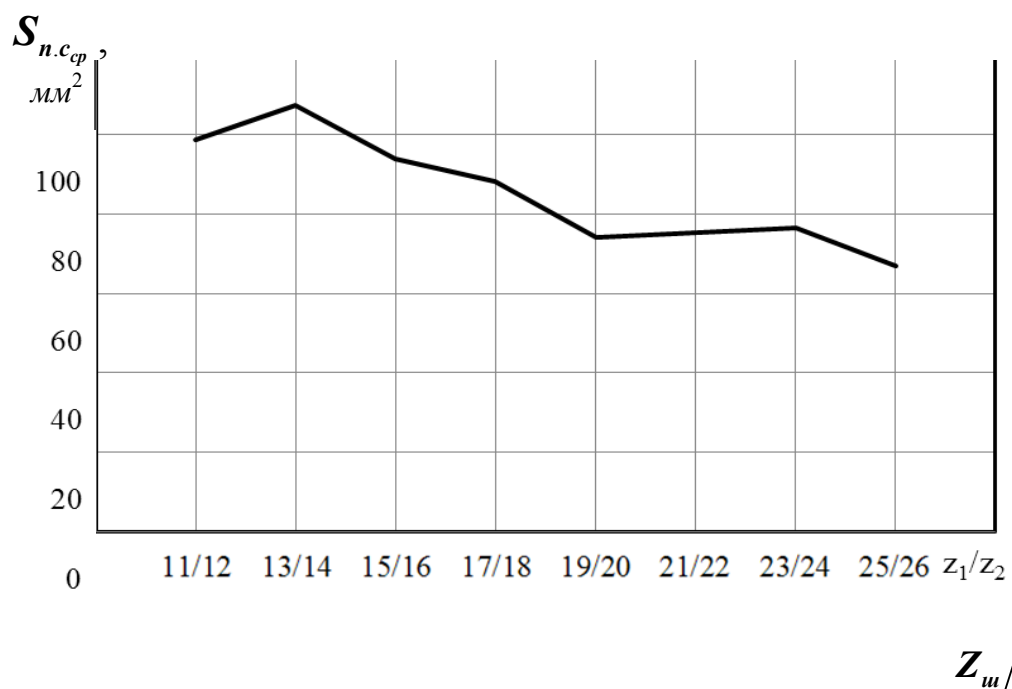


Рис. 3. Зависимость средней площади проходного сечения распределительной системы от кинематической схемы вытеснителей.

Анализ зависимости (рис. 3) средней площади проходного сечения распределительных систем для разных кинематических схем вытеснителей планетарных гидровращателей показывает, что максимальное значение площади проходного сечения наблюдается для кинематической схемы вытеснительных элементов 13/14, соответствующей количеству зубьев шестерни $Z_{ш} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$.

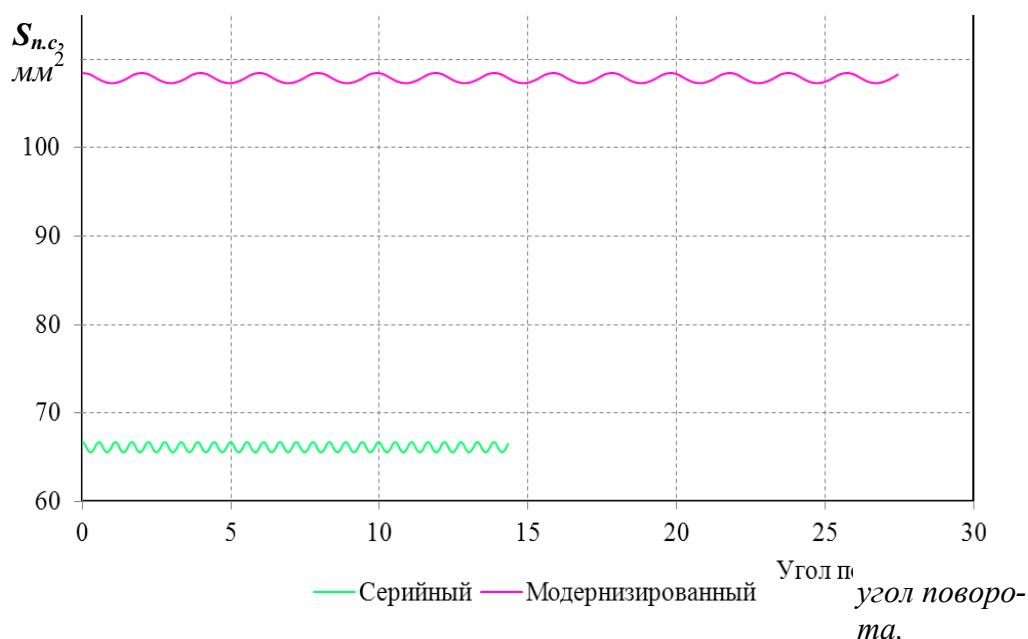


Рис. 4. Изменение площади проходного сечения исследуемых распределительных систем непосредственного типа

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Полученная зависимость подтверждает результат параметрических исследований элементов вытеснительной системы планетарных гидровращателей и свидетельствует о лучшей заполняемости рабочих камер гидровращателя, образованных зубчатыми поверхностями вытеснительных элементов (шестерни и направляющей).

Анализ изменения (рис. 4) площади проходного сечения непосредственной распределительной системы гидровращателей планетарного типа показывает, что у модернизированного гидровращателя площадь проходного сечения распределительной системы увеличилась в 1,61 раза, что позволяет на 38 % увеличить количество рабочей жидкости, проходящей через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

Проведенные параметрические исследования распределительной системы позволяют спроектировать элементы, распределяющие рабочую жидкость для модернизированного гидровращателя планетарного типа.



Выводы. В результате проведенных исследований установлено, что разработанная математическая модель, описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа, реализованная с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, позволяет моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить влияние зазора на выходные характеристики планетарного гидровращателя, а также моделировать изменение площади проходного сечения распределительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов.

Проведенные параметрические исследования показали, что значение максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов, соединяющих рабочие камеры, определяется кинематической схемой вытеснителей, при этом максимальный зазор соответствует кинематической схеме 13/14 с количеством зубьев шестерни $Z_{ин} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$. Данная кинематическая схема является наиболее оптимальной при проектировании гидровращателей планетарного типа и обеспечивает площадь проходного сечения распределительной системы у модернизированного гидровращателя $107,8 \text{ мм}^2$, что в 1,61 раза больше, чем у серийного и на 38 % увеличивает количество рабочей жидкости проходящей через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

Литература.

1. *Баишта Т.М.* Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУ-Зов / *Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.* – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
3. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
4. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.
5. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.
6. *Волошина А.А.* Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримсь-



кий агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

7. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – з №1 (43). – С. 29-41.

8. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т. 2. – с. 17-31.

ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТИСКУВАЛЬНОЇ ТА РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Волошина А.А.

Анотація

Роботу присвячено дослідженню впливу геометричних параметрів елементів витискувальної та розподільної систем гідравлічних обертачів планетарного типу на зміну його вихідних характеристик.

PARAMETRICAL STUDIES OF A DISPLACING AND DISTRIBUTING SYSTEMS OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR

A. Voloshina

Summary

The work is devoted to research of influence of the geometric parameters of the elements of planetary hydraulic rotators displacing and distributing systems on its output characteristics change.