

УДК 621.225.001.4

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Засядько А.И., аспирант *

*Таврический государственный агротехнологический университет
(Мелитополь)*

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке математической и функциональной модели, описывающей процессы изменения выходных характеристик планетарного гидромотора и его элементов при изменении геометрических параметров распределительных систем.

Ключевые слова – планетарный гидромотор, распределительная система, рабочая поверхность, проточная часть, геометрический объект.

Постановка проблемы. В настоящее время повышение эффективности использования мобильной техники в большей мере определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов, что в свою очередь зависит от наличия средне- и низкооборотных гидромоторов.

Анализ технических характеристик объемных гидромашин показал, что планетарные гидромашинны отличаются универсальностью, высоким удельным объемом рабочих камер, малой металлоемкостью и компактностью, хорошими энергетическими характеристиками. Большим их преимуществом является возможность встройки в приводной механизм, что особенно важно для мобильной техники.

Необходимо отметить, что наряду с указанными преимуществами эти гидромашинны (в связи с особенностью конструкции) имеют довольно сложную систему распределения рабочей жидкости. На сегодняшний день, к сожалению, отсутствует четкая методика моделирования, расчета и проектирования систем распределения жидкости для планетарных гидромашин. Таким образом, усовершенствование проектирования рабочих поверхностей торцевых распределительных систем гидромашин планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов является актуальной научно-практической проблемой,

* Научный руководитель: д.т.н., профессор Панченко А.И.

решение которой особенно важно для развития высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Анализ последних исследований. Анализ силовых приводов мобильной техники показал [1-6], что в этом типе приводов наибольшее применение получают гидромашин планетарного типа с торцевой системой распределения рабочей жидкости, состоящей из подвижного элемента – распределителя и неподвижного – золотника, на контактирующих поверхностях, которых выполнены распределительные окна. Основным недостатком указанных распределительных систем, является несовершенство конструкции, вызывающее колебания скорости потока рабочей жидкости, перепады, пульсации и забросы давления, а так же гидроудары, которые приводят к нежелательной вибрации, повышенному шуму работы, преждевременному износу и разрушению уплотнений и других элементов гидромашин, что в свою очередь сопровождается их параметрическими и функциональными отказами.

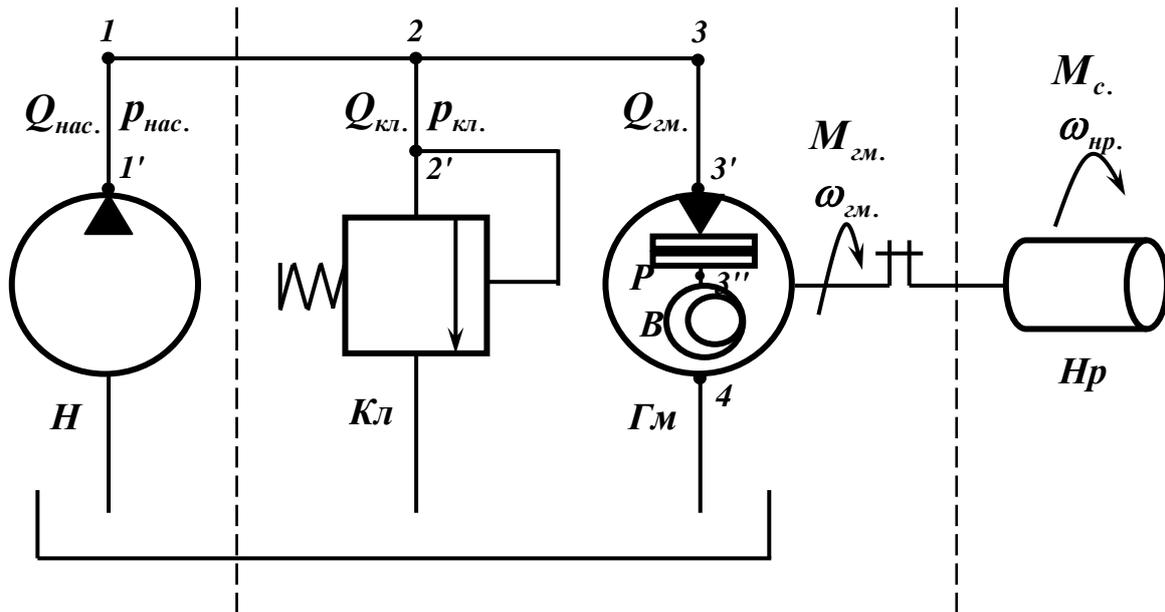
Поэтому, для улучшения выходных характеристик планетарных гидромоторов, необходимо разработать принципиально новые методы расчета и проектирования распределительных систем, основанные на изучении процессов, протекающих в этих системах и учитывающие влияние их геометрических параметров на выходные характеристики планетарных гидромоторов.

Формулирование целей статьи. Разработка компьютерно-технологических основ проектирования торцевых распределительных систем планетарных гидромоторов на основе комплекса геометрических моделей изменения площади проточных частей распределительных систем на базе современных достижений прикладной геометрии и компьютерной графики в области оптимизации размещения плоских геометрических объектов.

Основная часть. Для изучения процессов, происходящих в планетарных гидромоторах, рассмотрим работу простейшей гидросистемы (рис. 1) [2]. Гидронасос H передает необходимую гидравлическую энергию (подача $Q_{нас.}$ при давлении $p_{нас.}$) к гидромотору $Гм$, вал которого связан с нагрузкой $Нр$. Для защиты гидросистемы от возможных перегрузок, возникающих в процессе эксплуатации, в схеме установлен предохранительный клапан $Кл$, срабатывающий от превышения давления в нагнетательной магистрали при перегрузках.

Функциональные параметры представленной гидросистемы можно оценивать стабильностью выходных параметров гидромотора $Гм$ (угловой скоростью $\omega_{г.м.}$ и моментом $M_{г.м.}$), обусловленных соответствующими параметрами нагрузки ($\omega_{нр}$ и M_c). Допуская, что

гидравлическая мощность, развиваемая насосом постоянна (т.е., $Q_{нас.}$ и $p_{нас.} = const$), отклонения выходных параметров гидромотора может быть вызвано только пульсацией давления в нагнетательной магистрали, которое возможно в двух случаях: при колебаниях крутящего момента M_c нагрузки H_p , характеризующих условия работы гидросистемы и при несовершенстве конструкции основных узлов гидромотора $Гм$.



H – насос; $Кл$ – клапан; $Гм$ – гидромотор; P – распределительная система; B – вытеснительный блок; H_p – нагрузка.

Считаем, что: давление на выходе из насоса равно давлению на входе в гидромотор и предохранительный клапан, и равно номинальному давлению $p_{вых.нас.} = p_{вх.г.м.} = p_{вх.кл.} = p_n$; давление на выходе из гидромотора и клапана равно $p_{вых.г.м.} = p_{вых.кл.} = 0$; мощность насоса постоянна $N_{нас.} = const$; подача насоса постоянна $Q_{нас.} = const$; утечек в клапане и гидромашинах нет.

Тогда количество жидкости подходящей к гидромотору можно определить разностью подачи насоса $Q_{нас.}$ и расхода через клапан $Q_{кл.}$.

При исследованиях выходных характеристик планетарного гидромотора $Гм$ примем допущение, что параметры нагрузки неизменны (ω_{Hp} и $M_{Hp} = const$), а пульсация давления в рассмотренных узлах

гидромотора $\Gamma\mathbf{M}$ обусловлена изменением площади проходного сечения $\Pi_{S(n.c.)}$ в каналах распределительной системы \mathbf{P} , так как колебания площади рабочих камер при перемещении вытеснителей \mathbf{B} – отсутствуют.

Рассматриваемый нестационарный процесс, обусловленный изменением площади проходного сечения, для упрощения математического описания условимся считать квазистационарным.

Исследуемый квазистационарный процесс обусловлен пульсацией давления Π_p гидромотора, ввиду несовершенства конструкции его распределительной системы, вызывает отклонения давления от номинального. Необходимо отметить, что большая частота пульсации давления Π_p (100...2000Гц) не может быть сглажена от воздействия инерционного момента M_j нагрузки, как это бывает при аналогичной пульсации крутящего момента M_{np} нагрузки.

Отклонение давления рабочей жидкости в гидромоторе от номинального p_n может происходить, как в сторону повышения, так и понижения. При условии, текущего значения давления рабочей жидкости гидромотора $p_{z.m.} < p_n$, расход через клапан равен $Q_{кл.} = 0$, а через гидромотор $Q_{z.m.} = Q_{нас.}$. В этом случае наступает торможение вала гидромотора $\Gamma\mathbf{M}$, вследствие уменьшения развиваемого им крутящего момента $M_{z.m.}$. Вал гидромотора приводится в движение под действием инерционного момента M_j нагрузки, вызывая снижение давления и в последствии, разрыв потока жидкости в гидромоторе, а также связанные с ним, гидродинамические явления.

Если же величина текущего значения давления рабочей жидкости гидромотора $p_{z.m.} > p_n$, то срабатывает предохранительный клапан $\mathbf{Кл}$ и перепускает часть рабочей жидкости $Q_{кл.}$ на слив ($Q_{кл.} \neq 0$), уменьшая при этом количество жидкости $Q_{z.m.}$ подводимое к гидромотору $\Gamma\mathbf{M}$, что приводит к снижению угловой скорости вращения вала гидромотора $\omega_{z.m.}$. Вал гидромотора будет вращаться (как и в предыдущем случае) под действием инерционного момента M_j со всеми вытекающими последствиями.

Так как инерционные процессы в рассматриваемой гидросистеме протекают с частотой значительно меньшей, чем пульсация давления Π_p в гидромоторе, то при работе могут возникать резонансные явления, приводящие к нарушению работоспособности гидромотора и

гидросистемы в целом.

Для исследования процессов, протекающих при эксплуатации планетарного гидромотора, составим систему уравнений, описывающих эти процессы:

$$\begin{cases} P_p = f(P_S); \\ p_n = f(P_p, M_{z.m.}); \\ Q_{кл.} = f(p_n), p_n > p_{кл.}; \\ Q_{z.m.} = Q_{нас.} - Q_{кл.}; \\ \omega_{z.m.} = f(Q_{z.m.}, p_n); \\ M_{z.m.} = M_c + M_j, P_p = 0, M_j = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Исследование процесса эксплуатации планетарного гидромотора показывает, что пульсация давления в полости нагнетания, амплитуда которого может превышать значения срабатывания предохранительных клапанов, приводит к пульсации потока жидкости и даже к разрушению элементов гидросистемы, вызывая функциональные отказы, нежелательную вибрацию и шум.

В связи с этим необходимо исследовать влияние конструктивных особенностей (форма, количество и взаимное расположение окон) распределительной системы планетарного гидромотора на его пропускную способность, которая в большей мере определяется площадью проходного сечения торцевой распределительной системы:

$$S_{n.c.} = (\gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_i) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (2)$$

где $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_i$ - углы, характеризующие перекрытие окон распределителя и золотника; R_1, R_2 - внутренний и внешний радиусы расположения распределительных окон, соответственно.

Выводы. В результате проведенных исследований разработан математический аппарат, позволяющий моделировать процессы, протекающие в распределительных системах при эксплуатации планетарных гидромоторов и путем геометрического моделирования рабочего процесса определить влияние геометрических параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора.

Литература

1. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода. / Ф.Н. Ерасов. – К.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55с.
2. Панченко А.И. Математическая модель торцевой распределитель-

- ной системи с окнами в форме паза // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.А. Зуев / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т.6. – С. 322-331.
3. *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 Таврійської державної агротехнологічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 72-82.
 4. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. – Т.1. – С. 11-22.
 5. *Волошина А.А.* Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.
 6. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий / Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип.1. – Т.3. – С. 177-185.

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько

Анотація – робота присвячена розробці математичної і функціональної моделей, які описують процеси зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора і його елементів при зміні геометричних параметрів розподільних систем.

GEOMETRIC MODELING FLOW PARTS DISTRIBUTION SYSTEM PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Zasyadko

Summary

The work is devoted to the developing of the workflows mathematical and functional models which describe processes of change of power hydraulic drive and its elements technical condition on changing of geometrical and functional parameters of distribution systems.