

Шатохин Владимир Михайлович, д.т.н., проф., Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, shatokhinvlm@gmail.com

О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ, ПОВЫШАЮЩИХ ПОДВИЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В отечественном и зарубежном транспортном машиностроении имеет место устойчивая тенденция по созданию высокоэффективных двигателей и трансмиссий для колесных и гусеничных машин с использованием гидрообъемных передач (ГОП). Главным их достоинством является возможность плавного изменения передаточного отношения между источником и потребителем мощности, возможность расширения зоны устойчивой работы турбопоршневых дизелей посредством введения гидрообъемных машин (ГОМ) в привод компрессора. Включение ГОП вместе с дифференциальными редукторами в механизм поворота гусеничной машины (ГМ) не только улучшает технические характеристики объекта (управляемость, маневренность, подвижность) и снижает утомляемости водителя, но и придает ему новые качественные свойства (например, возможность поворота с любым фиксированным радиусом). Методы исследования динамических нагрузок в силовых передачах с указанными устройствами в настоящее время разработаны недостаточно. В существующих работах [1, 2] динамические расчеты производятся отдельно для трансмиссии и процессов поворота; при наличии в силовой цепи ГОП не учитывается влияние упругости соединительных валов и сервопривода на развитие динамических процессов [3].

В докладе предложена математическая модель поворота, позволяющая определить параметры гидромашин (диаметр плунжеров, давление, обороты гидронасоса), редукторов и различных схем их компоновки на кинематические характеристики поворота. Приведены результаты экспериментов.

Кинематическая схема силовой передачи с двигателем типа 6ТД показана на рис. 1 без низкочастотного контура привода к турбине и компрессору. Ее отличительной особенностью является наличие гидрообъемной передаче механизма поворота (ГОП МП) и двух дифференциальных редукторов. На схеме показаны выпускной вал двигателя, дифференциальные механизмы, регулируемая (насос) и нерегулируемая (мотор) гидромашин, потребители мощности, шестерни и упругие безынерционные элементы с коэффициентами жесткости c_i ($i = \overline{1,4}$).

Главное внимание в исследованиях уделено анализу стационарного поворота – определению радиуса поворота и давлению в магистралях при заданном угле наклона шайбы и скорости движения объекта. На рис. 2 показана осциллограмма с записями параметров системы при повороте вправо на четвертой передаче.

1. С использованием процедуры Лагранжа построена модель процессов

поворота в форме системы дифференциальных уравнений, учитывающая двигатель, дифференциальные механизмы, регулируемую и нерегулируемую гидромашины, потребители мощности. В качестве обобщенных координат приняты разность давлений Δp в магистралях ГОП и углы поворота коленчатого вала $\vartheta_{кв}$ и нерегулируемой гидромашины ϑ_M :

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\vartheta}_{кв} + I_0 \ddot{\vartheta}_M &= M_{дв} - (M_l + M_n) \alpha_1 + i_4 M_{жн}; \\ I_0 \ddot{\vartheta}_{кв} + I_2 \ddot{\vartheta}_M &= M_{жм} + \alpha_2 (i_2 M_l - i_0 M_n); \\ k_{унр} \frac{d(\Delta p)}{dt} + k_n \Delta p + q_n e_n i_4 \dot{\vartheta}_{кв} + q_m e_m \dot{\vartheta}_M &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где I_0, I_1, I_2 – приведенные моменты инерции (выражаются через моменты инерции элементов механизмов поворота и числа зубьев шестерен); $M_{дв}$ – момент двигателя; $M_{жн}, M_{жм}$ – моменты, действующие на насос и мотор со стороны жидкости [4]; M_l и M_n – моменты сопротивления на эпициклических шестернях левого и правого дифференциальных механизмов; $k_{унр}, k_n, q_n, q_m, k_{2н}, k_{2м}, e_n, e_m$ – характеристики ГОП; i_4 – передаточное отношение.

Третье уравнение системы (1) представляет собой уравнение неразрывности потока жидкости в магистралях гидрообъемных машин [5].

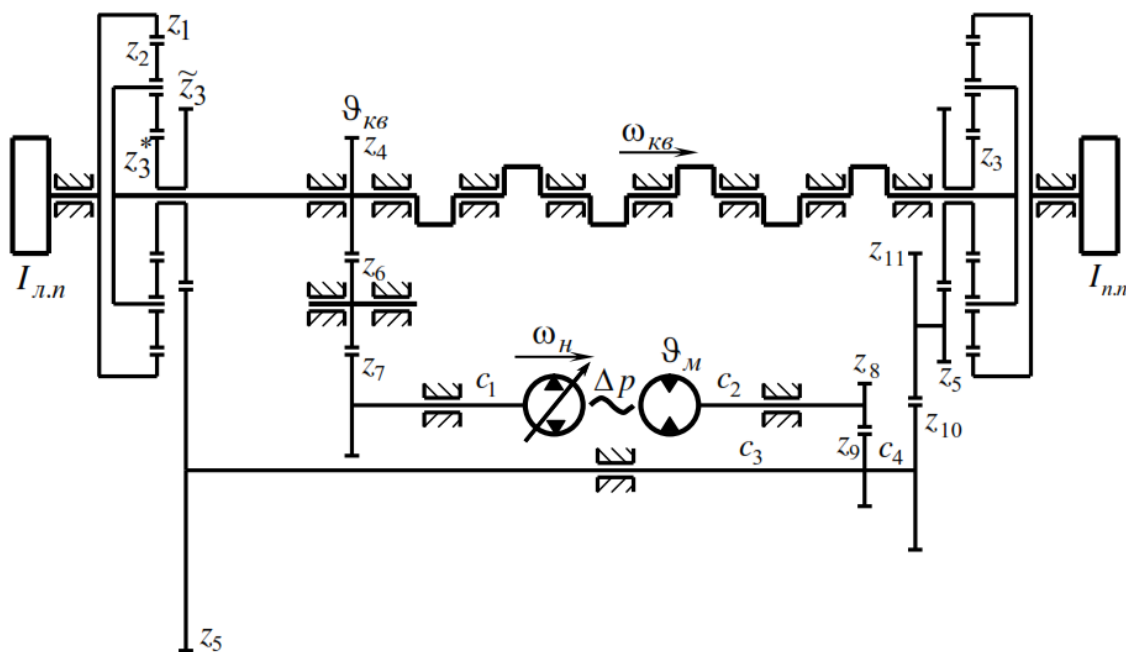


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма поворота с ГОП

2. Получена связь относительного радиуса поворота с углом наклона шайбы гидронасоса. Угловая скорость поворота корпуса выражена через скорости левой и правой гусеницы объекта, которые в свою очередь, в соответствие с кинематической схемой привода (см. рис. 1), найдены с помощью угловых скоростей гидронасоса, гидромотора, левой и правой

солнечных шестерен.

3. Установлена зависимость давления в нагнетающей полости от характерного объема гидромашин. Движение объекта на повышенных передачах приводит к повышению давления жидкости и срабатыванию перепускных клапанов – привод не обеспечивает необходимый радиус поворота объекта. Устранение этого недостатка возможно путем увеличения характерных объемов гидромашин и изменением компоновки механической части привода – исследовано влияние установки двойного сателлита.

4. Предложенный подход перспективен при разработке и совершенствовании аналогичных конструкций.

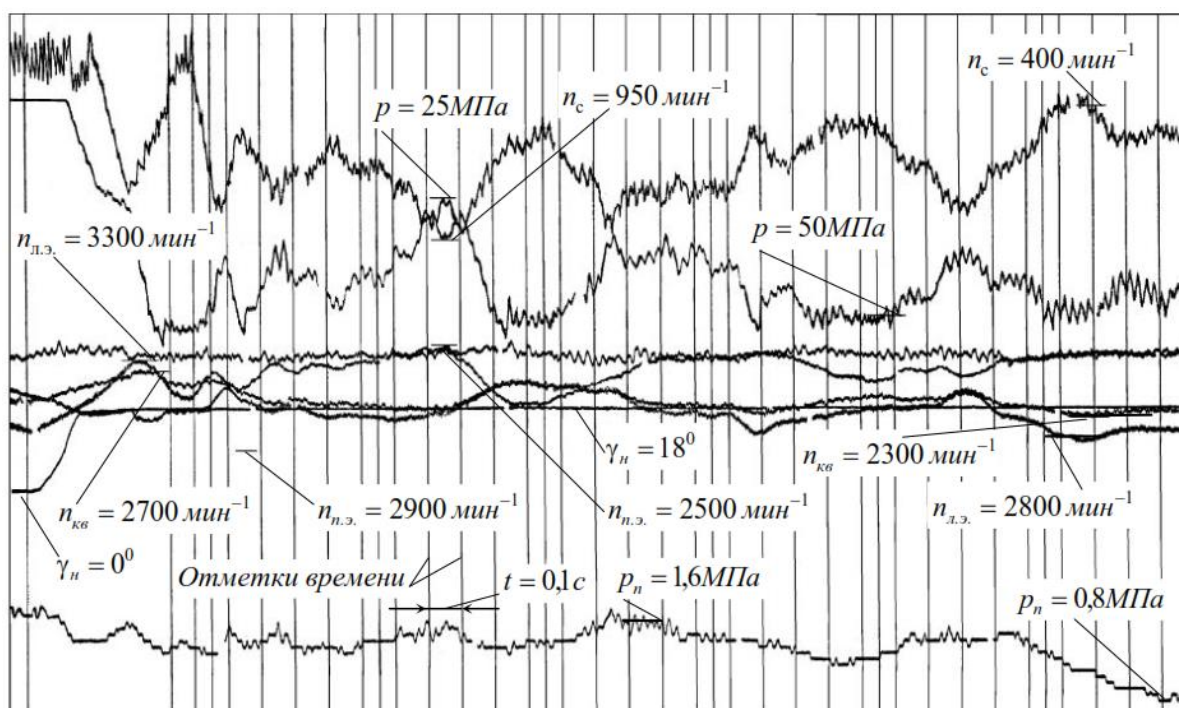


Рисунок 2 – Поворот вправо на четвертой передаче

Литература

1. Гуськов В.В., Онейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Онейко – М.: Машиностроение, 1984.– 316 с.
2. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников – М.: Машиностроение, 1975.– 268 с.
3. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.–456 с.
4. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром / Е.С. Кисточкин // Машиноведение.– 1978.– № 5.– С. 32-36.
5. Пасынков Р.М., Гайцгори М.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок / Р.М. Пасынков, М.М. Гайцгори // Вестник машиностроения.– 1967.– № 10.– С. 48-51.