

УДК 681.583.31

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ  
ПЕРЕКРЫТИЙ РАБОЧИХ ЩЕЛЕЙ ПАРЫ  
«ЗОЛОТНИК-ВТУЛКА» НА АВТОКОЛЕБАНИЯ  
В СЛЕДЯЩЕМ ГИДРОПРИВОДЕ****В.В. БОЛОТСКИЙ***Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П.О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

При развертке частоты сейсмическим вибрационным источником с электрогидравлическим следящим приводом, применяемым при сейсморазведке на нефть и газ, часто возникают режимы автоколебаний в гидроприводе, которые приводят к нарушению устойчивой работы виброисточника и, как следствие, искажению получаемых данных по геологическому срезу.

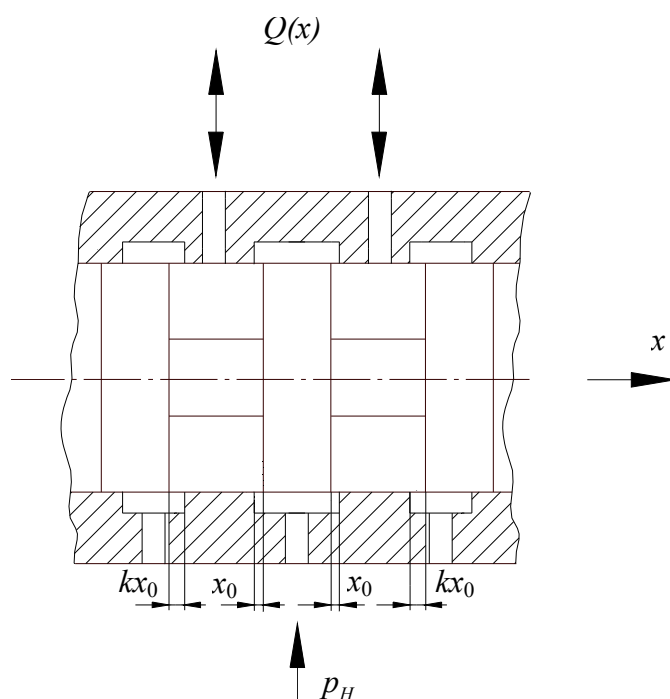


Рис. 1. Золотниковый гидрораспределитель

Одним из факторов, приводящих к автоколебаниям, является несимметричность изготовления рабочих окон золотниковых пар гидрораспределителей управляющего и распределительного каскадов электрогидравлического усилителя. Возможным вариантом устранения автоколебаний является создание отрицательных перекрытий рабочих щелей пары «золотник-втулка», причем в пропорциональной зависимости между величинами отрицательного перекрытия на напорной « $x_0$ » и сливной « $kx_0$ » щелях (рис. 1).

Примем следующие допущения:

- геометрические размеры пары «золотник-штулка» симметричны относительно продольной и поперечной осей;
- гидравлические проводимости при равных значениях перемещений золотника « $x$ » на сливных щелях и на напорных щелях равны друг другу соответственно;
- утечки жидкости и сопротивления внутренних каналов малы и ими можно пренебречь;
- коэффициенты расхода рабочих щелей постоянны;
- потери расхода в радиальном зазоре при перемещении золотника и перепад давления на нагрузке равны нулю;
- при перемещении золотника не наступает насыщения по расходу.

Введя обозначения

$$G_0 = m_0 b \delta \sqrt{\frac{2}{c}}; \quad p_{\text{пит}} = p_H - p_{\text{сл}};$$

$$a_1(x) = \sqrt{1 + \frac{(kx_0 + x)^2}{\delta^2}} + d_2(x); \quad a_2(x) = d_1(x) + \sqrt{1 + \frac{(x_0 - x)^2}{\delta^2}};$$

$$d_1(x) = \sqrt{1 + \frac{(x_0 + x)^2}{\delta^2}}; \quad d_2(x) = \sqrt{1 + \frac{(kx_0 - x)^2}{\delta^2}}; \quad b_1(x) = d_1(x) + \frac{\mu_1}{\mu_0};$$

$$c_1(x) = d_1(x) + \frac{\mu}{\mu_0}; \quad c_2(x) = \sqrt{1 + \frac{(kx_0 + x)^2}{\delta^2}} + \frac{\mu}{\mu_0}$$

и учитывая принятые допущения, нелинейная расходная характеристика золотникового распределителя при положительных перемещениях золотника будет иметь вид [1,2,3]:

$$Q(x) = \begin{cases} Q_1(x) = \frac{G_0 \sqrt{p_{\text{пит}}}}{\sqrt{[a_1(x)]^2 + [a_2(x)]^2}} [d_1(x)a_1(x) - d_2(x)a_2(x)] & \text{при } 0 < x \leq x_0 \\ Q_2(x) = \frac{G_0 \sqrt{p_{\text{пит}}}}{\sqrt{[a_1(x)]^2 + [b_1(x)]^2}} [d_1(x)a_1(x) - d_2(x)b_1(x)] & \text{при } x_0 < x \leq kx_0, \\ Q_3(x) = \frac{G_0 \sqrt{p_{\text{пит}}}}{\sqrt{[c_1(x)]^2 + [c_2(x)]^2}} \left[ d_1(x)c_2(x) - \frac{\mu_1}{\mu_0} c_1(x) \right] & \text{при } kx_0 < x \end{cases}$$

где  $Q(x)$  – величина расхода рабочей жидкости на нагрузке [ $\text{м}^3/\text{с}$ ];  $Q_1(x)$ ,  $Q_2(x)$ ,  $Q_3(x)$  – величины расхода рабочей жидкости на нагрузке, соответственно, в первой, второй и третьей зонах перемещений золотника [ $\text{м}^3/\text{с}$ ];  $m_0$  – коэффициент расхода щели с нулевым перекрытием [1];  $b$  – длина окна рабочей щели [м];  $\delta$  – радиальный зазор [м];  $c$  – плотность рабочей жидкости [ $\text{кг}/\text{м}^3$ ];  $p_{\text{пит}}$  – давление питания [Па];  $p_H$  – подводимое давление [Па];  $p_{\text{сл}}$  – давление слива [Па];  $x_0$  – величина отрицательного перекрытия на напорной щели [м];  $k$  – коэффициент пропорциональности между величинами отрицательного перекрытия на напорной и

сливной щелях [1];  $kx_0$  – величина отрицательного перекрытия на сливной щели [м];  $m_1$  – коэффициент расхода открытой щели [1].

Для получения коэффициента гармонической линеаризации примем следующие допущения [4]:

- в качестве нелинейной части системы ограничимся рассмотрением нелинейной характеристики золотникового гидрораспределителя;
- в электрогидравлическом приводе существуют автоколебания вида  $x = A \sin \omega_a t$ , где  $A$  и  $\omega_a$  – амплитуда и частота автоколебаний, соответственно;
- линейная часть системы является фильтром нижних частот.

В этом случае для полученной системы уравнений выражение для определения коэффициента гармонической линеаризации можно записать в виде:

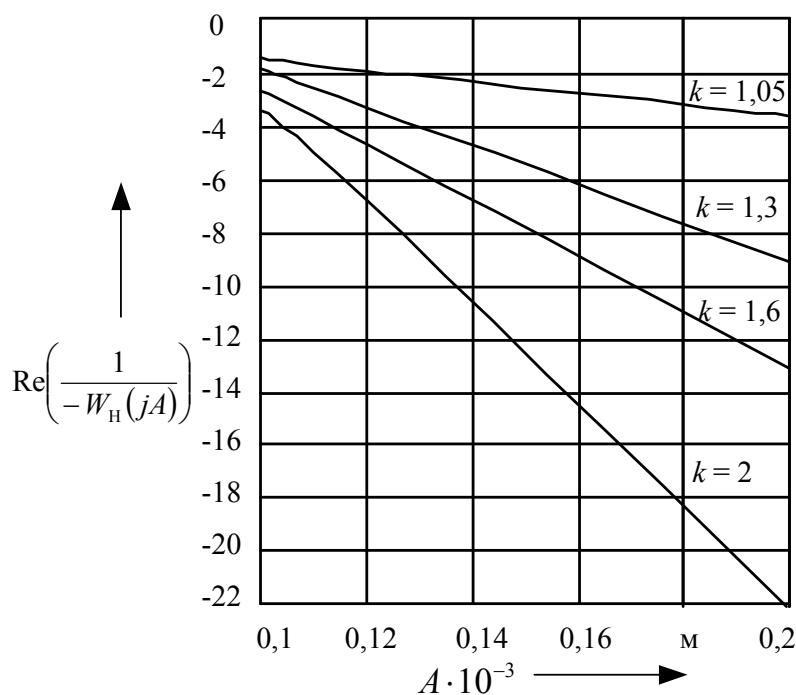
$$q(A) = \frac{2}{\pi A} \left( \int_0^{\beta_1} Q_1(x) \sin \phi d\phi + \int_{\beta_2}^{\beta_1} Q_2(x) \sin \phi d\phi + \int_{\beta_2}^{\pi-\beta_2} Q_3(x) \sin \phi d\phi + \int_{\pi-\beta_2}^{\pi-\beta_1} Q_2(x) \sin \phi d\phi + \int_{\pi-\beta_1}^{\pi} Q_1(x) \sin \phi d\phi \right),$$

где

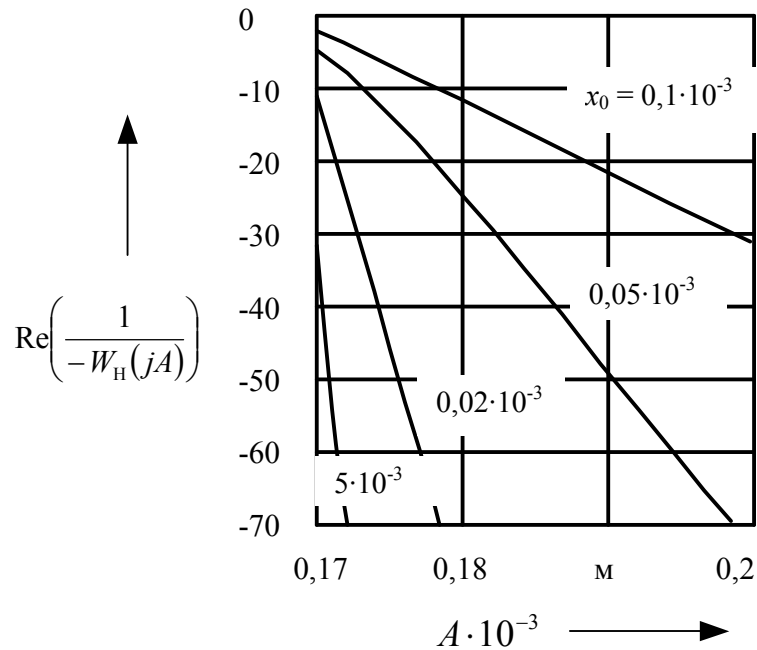
$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{x_0}{A}\right), \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{kx_0}{A}\right),$$

а передаточная функция нелинейного звена  $W_H(jA)$  будет равна  $q(A)$ .

С помощью прикладного математического пакета Mathcad получаем зависимость обратного отрицательного годографа нелинейного звена системы для ряда значений амплитуды автоколебаний и фиксированных коэффициентов пропорциональности  $k$ , а также для фиксированных величин отрицательных перекрытий « $x_0$ » (рис. 2 а, б).



а)



б)

Рис. 2. Зависимость обратного отрицательного годографа нелинейного звена системы от амплитуды автоколебаний: а) при  $x_0 = 0,05 \cdot 10^{-3}$  м; б) при  $k = 1,7$

Анализируя рис. 2 а, б можно сделать следующий вывод: начало обратного отрицательного годографа нелинейного звена системы удаляется от мнимой оси комплексной плоскости, тем самым снижая вероятность возникновения автоколебаний в системе и она тем меньше, чем выше коэффициент пропорциональности и чем меньше начальное отрицательное перекрытие рабочей щели пары «золотник-втулка».

Таким образом, выбор оптимальных параметров отрицательных перекрытий рабочих щелей пары «золотник-втулка» еще на стадии проектирования следящего гидропривода позволяет в дальнейшем снизить вероятность возникновения автоколебаний.

### Литература

1. Гамынин Н.С., Каменир Я.А., Коробочкин Б.Л., Крассов И.М., Лещенко В.А., Хаймович Е.М. Гидравлический следящий привод. Москва: Машиностроение, 1968. – 563 с.
2. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – Москва: Машиностроение, 1975. – 287 с.
3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – Москва: Машиностроение, 1972. – 376 с.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – Москва: Машиностроение, 1976. – 423 с.

Получено 11.01.2002 г.