

Анализ влияния гидродинамической силы на силовую характеристику гидроусилителя

09, сентябрь 2015

Феденков В. В., к.т.н., начальник отдела

УДК: 621.22-82

Россия, Центральный научно-исследовательский институт автоматики и гидравлики

v.fedcnkov@yandex.ru

Введение

В гидроусилителях гидравлических приводов применяются гидроусилительные цепи, состоящие из последовательно соединённых, регулируемых и нерегулируемых дросселей. В качестве регулируемого дросселя, как правило, используется однокромочный подпружиненный золотник. Было установлено [1], что при некоторых сочетаниях параметров на силовой характеристике усилителя (зависимость давления в междроссельной полости от управляющего воздействия на регулируемый дроссель) можно обнаружить зону трёхзначности, т.е. одному и тому же значению управляющего воздействия соответствует три значения давления в междроссельной полости. Исследование этого явления показало, что причиной появления на силовой характеристике зоны трёхзначности является гидродинамическая сила, возникающая от потока рабочей жидкости, протекающей через золотниковое устройство.

Основная часть

Целью работы является разработка рекомендаций по выбору конструктивных параметров гидроусилителя исключающих появление зоны трёхзначности. Для достижения поставленной цели решается задача установления закономерностей взаимодействия потока рабочей жидкости в системе регулируемый дроссель – нерегулируемый дроссель на регулирующей элемент гидроусилителя и установления ограничений на конструктивные параметры устройства.

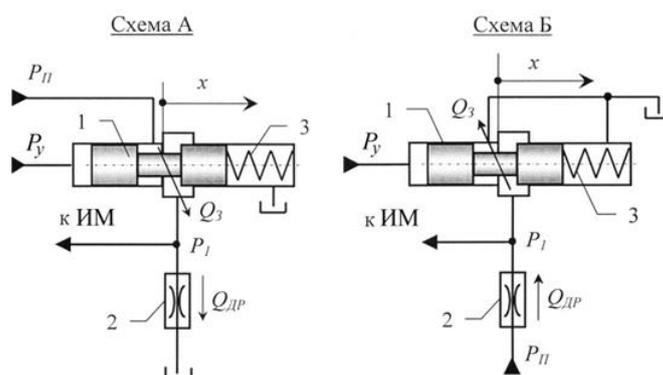


Рис. 1. Схемы гидроусилителей

На рис. 1 представлены типовые схемы гидроусилителей. Регулируемый дроссель – однокромочный золотник 1, поджатый пружиной 3, последовательно соединён с нерегулируемым дросселем 2. Междроссельная полость подсоединяется к исполнительному механизму (ИМ) В схеме А подвод давления питания P_{Π} производится со стороны регулируемого дросселя, а в схеме Б – со стороны нерегулируемого дросселя. На золотник 1 действует давление управления P_y , изменение которого приводит к изменению давления в междроссельной полости P_1 .

Рассмотрим равновесное положение золотника. В этом случае сила от давления управления P_y уравнивается силами деформации пружины 3 и гидродинамической силой от струи рабочей жидкости на рабочей кромке золотника 1.

Гидродинамическая сила, как известно [2], равна:

$$R_{ГД} = \rho \cos \theta \frac{Q_3^2}{f_3(x)}, \quad 1)$$

где θ – угол истечения струи жидкости.

В статическом режиме, расход через золотник 1 равен расходу через дроссель 2 ($Q_3 = Q_{ДР}$).

Учитывая, что для схемы А уравнения расходов равны:

$$Q_3 = \mu_3 f_3(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\Pi} - p_1)};$$

$$Q_{ДР} = \mu_{ДР} f_{ДР} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1},$$

а для схемы Б, соответственно:

$$Q_3 = \mu_3 f_3(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1};$$

$$Q_{ДР} = \mu_{ДР} f_{ДР} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\Pi} - p_1)}$$

получим выражение для гидродинамической силы, как функцию перемещения золотника x :

$$R_{ГД} = \frac{2\mu_3^2 p_{\Pi} f_3(x) \cos \theta}{1 + \left[\frac{\mu_3 f_3(x)}{\mu_{ДР} f_{ДР}} \right]^2}. \quad 2)$$

Выражение (2) не зависит от типа схемы гидроусилителя.

Перейдём к безразмерной форме записи, для этого введём обозначения:

$$\bar{R}_{ГД} = \frac{R_{ГД}}{\mu_3 \mu_{ДР} f_{ДР} p_{\Pi} \cos \theta}; \quad \bar{x} = \frac{\mu_3 f_3(x)}{\mu_{ДР} f_{ДР}}.$$

Учитывая это, выражение для гидродинамической силы в безразмерном виде будет иметь вид:

$$\bar{R}_{ГД} = 2 \frac{\bar{x}}{1 + \bar{x}^2}. \quad 3)$$

На рис. 2 показана зависимость $\bar{R}_{ГД}$ от \bar{x} .

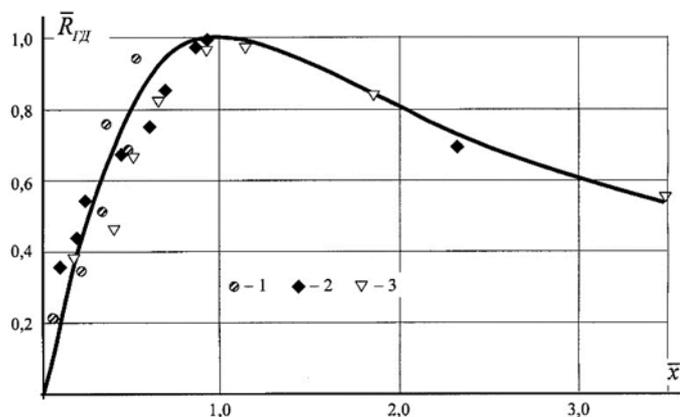


Рис. 2. Зависимость гидродинамической силы от перемещения золотника

Как видно из рис. 2, гидродинамическая сила при перемещении золотника в начале возрастает, стремясь к своему максимальному значению, равному:

$$\bar{R}_{ГД max} = \mu_3 \mu_{ДР} f_{ДР} p_{II} \cos \theta,$$

а затем убывает, стремясь в пределе к нулю.

На рис. 2 показаны результаты экспериментального исследования гидродинамической силы на золотнике для трёх групп сочетания параметров, приведённых в табл.1.

Таблица 1. Параметры испытываемых образцов

№ опытного образца	1	2	3
Диаметр золотника d_3 , мм	8	8	8
Угол скоса кромки α , град.	7,5	30	10
Диаметр дроссельной шайбы $d_{ДР}$, мм	0,8	0,8	0,8
Количество дроссельных шайб n	8	8	4
Ширина окна b , мм	12	12	12
Обозначение экспериментальных точек	\circ	\blacklozenge	∇

Зная зависимость $R_{ГД}$ от x , можно определить суммарную силу R_{Σ} , приложенную к золотнику:

$$R_{\Sigma} = R_{ГД} + Cx.$$

Переходя к безразмерной форме:

$$\bar{R}_{\Sigma} = \bar{R}_{ГД} + \lambda' \varphi(\bar{x}),$$

Где
$$\lambda' = \frac{C}{\mu_3 \mu_{др} f_{др} p_{II} \cos \theta};$$

$\varphi(\bar{x}) = x$ – обратная функция для выражения $\frac{\mu_3 f_3(x)}{\mu_{др} f_{др}}$.

Учитывая, что для схемы гидроусилителя с дросселем на сливе (схема А)

$$\bar{p} = \frac{p_1}{p_{II}} = \frac{\bar{x}^2}{1 + \bar{x}^2},$$

а для схемы с дросселем на входе (схема Б)

$$\bar{p} = \frac{1}{1 + \bar{x}^2},$$

получим систему уравнений для определения силовой характеристики гидроусилителя:

Для схемы А

$$\begin{cases} \bar{R}_{\Sigma} = 2\sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})} + \lambda' \varphi(\bar{x}); \\ \bar{x} = \sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})}^{-1}. \end{cases} \quad 4)$$

Для схемы Б

$$\begin{cases} \bar{R}_{\Sigma} = 2\sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})} + \lambda' \varphi(\bar{x}); \\ \bar{x} = \sqrt{(1-\bar{p})\bar{p}}^{-1}. \end{cases} \quad 4a)$$

Рассмотрим случай, когда площадь проходного сечения в зависимости от перемещения золотника представляет линейную функцию:

$$f_3(x) = bx \sin \alpha,$$

где b – ширина окна; α – угол скоса кромки золотника.

После этого из (4) и (4а) можно получить выражения для силовой характеристики гидроусилителя:

– для схемы А

$$\bar{R}_{\Sigma} = 2\sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})} + \lambda \sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})}^{-1}; \quad 5)$$

– для схемы Б

$$\bar{R}_{\Sigma} = 2\sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})} + \lambda \sqrt{(1-\bar{p})\bar{p}}^{-1}, \quad 5a)$$

где

$$\lambda = \frac{C}{\mu_3^2 b p_{II} \cos \theta \sin \alpha}.$$

Физический смысл коэффициента λ ясен из его выражения и представляет собой отношение жёсткостей пружины и гидродинамической силы.

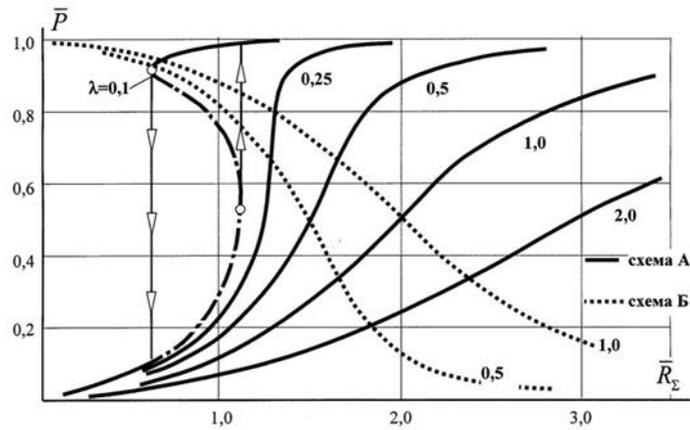


Рис. 3. Силовые характеристики гидроусилителей

На рис. 3 показаны силовые характеристики гидроусилителей.

Из рис. 3 видим, что существует некоторое критическое значение $\lambda = \lambda_{кр}$ такое, что при $\lambda < \lambda_{кр}$ силовая характеристика имеет зону трёхзначности (фактически средний участок, показанный на рис.3 штрих-пунктирной линией, соответствует неустойчивому положению золотника).

Значение $\lambda_{кр}$ можно определить из условия

$$\frac{d\bar{R}_\Sigma}{d\bar{P}} = 0,$$

из которого следует, что

$$\lambda_{кр} = 0,25, \quad (6)$$

Рассмотренное выше влияние гидродинамической силы на силовую характеристику гидроусилителя вносит особенность при выборе параметров золотника и жёсткости пружины.

Жёсткость пружины и диаметр золотника выбираются, с одной стороны, из условия обеспечения требуемого значения коэффициента усиления:

$$\frac{\pi d_3^2}{4C} \geq K_y, \quad (7)$$

а с другой стороны жёсткость пружины должна обеспечивать значения λ , при которых силовая характеристика будет однозначной, то есть $\lambda > \lambda_{кр}$.

Учитывая выражение для λ будем иметь:

$$C > \lambda_{кр} \mu_3^2 b p_{II} \cos \theta \sin \alpha, \quad (8)$$

Таким образом, требуется одновременно удовлетворять двум неравенствам (7) и (8). Для этого необходимо, чтобы

$$\frac{\pi d_3^2}{4K_y} > \lambda_{кр} \mu_3^2 b p_{II} \cos \theta \sin \alpha, \quad (9)$$

Выражение (9) даёт возможность правильно выбрать диаметр золотника. С этой целью на рис. 3 выбираем подходящий вид силовой характеристики и находим соответствующий этой кривой параметр λ^* . Заменяем в (9) $\lambda_{кр}$ на λ^* и знак неравенства на знак равенства, в результате получим выражение для определения диаметра золотника:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4K_y \lambda^* \mu_3^2 b p_{II} \cos \theta \sin \alpha}{\pi}}, \quad (10)$$

Значение диаметра золотника, полученное из (10) округляем до ближайшего большего по ГОСТу.

Выбранное значение d_3 позволяет определить жёсткость пружины, которая находится из (7):

$$C = \frac{\pi d_3^2}{4K_{цз}}.$$

Описанная последовательность действий при выборе диаметра золотника и жёсткости пружины позволяет избежать случая получения трёхзначных силовых характеристик и гарантирует работоспособность регулятора давления.

Экспериментальные исследования подтвердили результаты теоретического анализа.

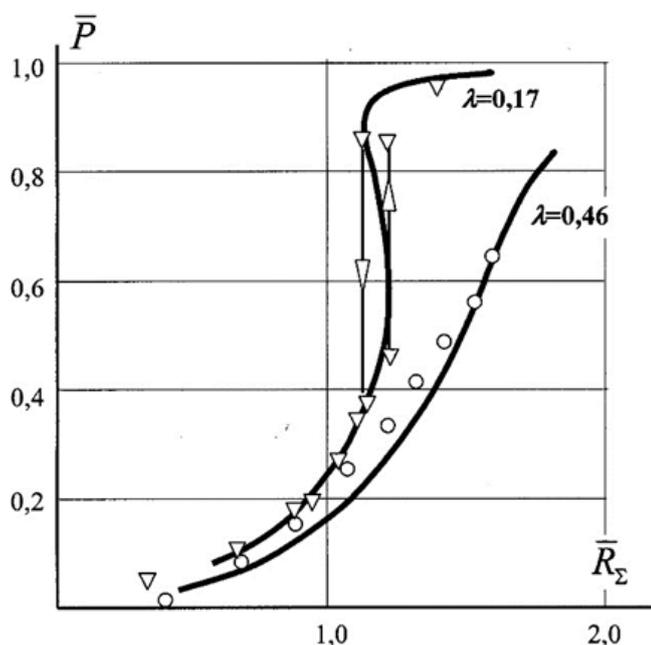


Рис. 4. Экспериментальные данные

На рис. 4 показаны результаты экспериментального исследования силовой характеристики гидроусилителя для двух значений λ : ($\lambda = 0,17$ и $\lambda = 0,46$). Результаты эксперимента хорошо согласуются с теоретическими данными. Это позволяет использовать приведённые выше материалы для практических расчётов при разработке гидроусилителей по схемам А и Б.

Заключение

Таким образом, экспериментально обнаружена зона трёхзначности на силовой характеристике гидроусилителя, выполненного по схеме «регулируемый дроссель – нерегулируемый дроссель». Получено аналитическое выражение для силовой характеристики гидроусилителя и установлено, что причиной появления зоны трёхзначности, является гидродинамическая сила. Получены формулы и даны рекомендации по выбору конструктивных параметров гидроусилителя (диаметра золотника, жёсткости пружины), исключающие появление зоны трёхзначности на силовой характеристике гидроусилителя.

Список литературы

- [1]. Феденков В.В. Некоторые особенности проявления гидродинамических сил в гидроусилителях приводов дроссельного регулирования / Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Гидравлика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика» (3-6 дек.1996 г., МЭИ). М.: МЭИ. 1996. С. 137.
- [2]. Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А., Луганский А.С., Целин Ю.А. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение. 1969. 496 с.