

# ОБ ОДНОМ СПОСОБЕ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ГИДРОПРИВОДА

Михеева Н.И.

КРСУ, Кыргызстан, mihnatar@rambler.ru

Гидравлический привод широко применяется в машиностроении как эффективное средство автоматизации. В станкостроении гидравлические системы успешно используются в автоматизированных системах для выполнения точных операций в агрегатных станках и автоматических линиях, составляя при этом основу большинства оборудования с числовым программным управлением. Гидравлический следящий привод все шире применяется для автоматизации заготовительно-штамповочного и кузнечно-прессового оборудования, в специализированных испытательных стендах и во многих других машинах и оборудовании.

Предпочтительное применение гидравлических приводов в машинах обусловлено их преимуществами, наиболее важными из которых являются простота осуществления бесступенчатого регулирования скоростей; относительно малые габариты и вес при высокой удельной силовой напряженности, что обеспечивает малую инерционность подвижных частей; высокое быстродействие и точность воспроизведения; плавность и устойчивость движения; простота конструкции, изготовления и эксплуатации; предохранение от перегрузок; большой срок службы и другие.

Гидравлический привод состоит из силового гидравлического цилиндра, насоса, бака, трубопроводов, аппаратуры управления и регулирования. Гидроцилиндры бывают одностороннего и двухстороннего действия. Благодаря использованию более высокого давления жидкости по сравнению с пневмоприводом при тех же развиваемых усилиях гидропривод имеет меньшие габариты и вес; масло обеспечивает смазку трущихся частей.

Для стабилизации скорости гидропривода применяются различные методы: например, обратную связь по положению, обратные связи по скорости и положению и стабилизирующую коррекцию, обратные связи по скорости, положению, стабилизирующую коррекцию и скоростной сигнал управления [1]. В практику современного машиностроения входят все новые и весьма сложные гидроприводы, однако принципиальной основой их являются простейшие объемные гидромашины и элементы гидроаппаратуры. В данной статье предлагается простейший гидропривод с обратной гидравлической связью. Новизной отличается обратная связь по давлению, которая не требует специальных датчиков и другой дополнительной аппаратуры и в то же время обеспечивает стабильность скорости движения силового цилиндра при изменении нагрузки.

Расчетная схема гидропривода с обратной связью показана на рис.1, где входной величиной является внешний возмущающий фактор (нагрузка), а выходной - скорость движения силового цилиндра.

В схеме исполнительным механизмом является силовой цилиндр, регулятором – золотник, который регулирует количество жидкости, проходящей от насоса через зазор  $h$ .

Гидравлическая обратная связь отмечена на рис.1 пунктирной линией.

Принцип работы предлагаемой схемы состоит в следующем. При отсутствии обратной связи при ослаблении силы нагрузки  $R_n$  скорость поршня резко увеличивается, в результате чего давление в управляющей магистрали, а также в левой части силового цилиндра уменьшается. При увеличении нагрузки повышается давление в левой части, возрастают внутренние утечки в силовом цилиндре, что приводит к уменьшению скорости поршня. При наличии обратной связи повышение давления в левой полости цилиндра оказывает давление на поршень золотника, который смещается вправо. Это приводит к увеличению зазора  $h$ , поток жидкости в левую полость цилиндра возрастает и влияние утечек компенсируется. Таким образом, обратная связь компенсирует влияние утечек и обеспечивает стабильность

скорости движения поршня силового цилиндра. Такая конструкция необходима, например, при применении в шлифовальных станках, где скорость подачи должна быть постоянна.

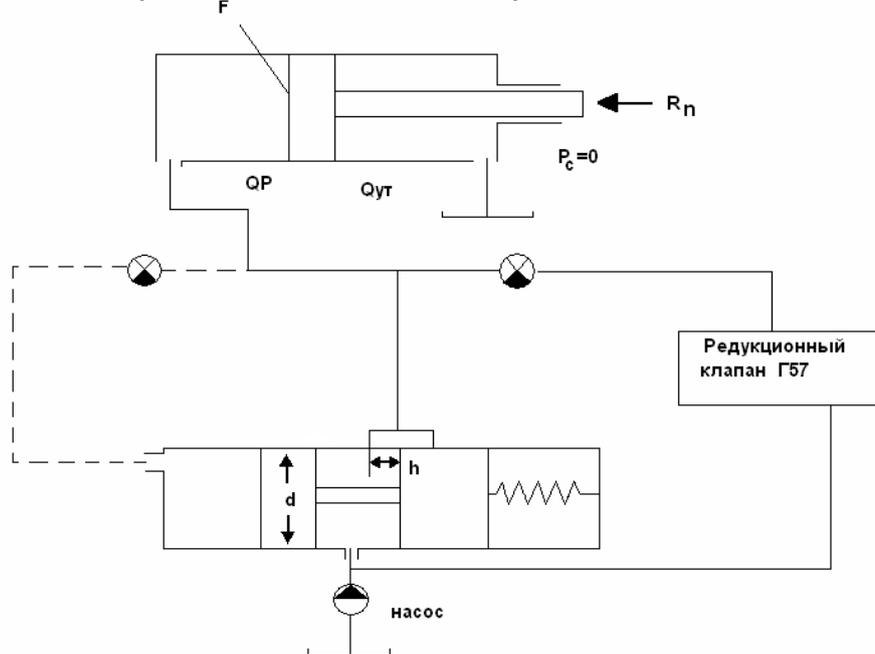


Рис 1. Расчетная схема гидропривода с обратной гидравлической связью

Расчетные оценки скорости поршня гидроцилиндра при отсутствии  $\mathcal{G}_1$  и наличии обратной связи  $\mathcal{G}_2$  можно произвести по формулам:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{\mu \pi d h \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left( P_H - \frac{R_n}{F} \right)}}{F} - K_{ym} \frac{R_n}{F^2}; \quad (1)$$

$$\mathcal{G}_2 = \left[ \left( h \pm \frac{R_n f_{кл}}{FC} \right) K_3 \mp \frac{R_n}{F} K_{ym} \right] \frac{1}{F}, \quad (2)$$

где [1;2]

$\mu$  – коэффициент расхода:  $\mu = 0,65$ ;

$\gamma$  – удельный вес рабочей жидкости (масла):  $\gamma = 9000 \text{ Н/м}^3$ ;

$d$  – диаметр золотника:  $d = 0,03 \text{ м}$ ;

$h$  – ширина зазора:  $h = 0,00009 \text{ м}$ ;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;

$P_H$  – давление насоса:  $P_H = 400000 \text{ Н/м}^2$ ;

$R_n$  – сила нагрузки:  $R_n = 2000 \text{ Н}$ ;

$F$  – площадь силового цилиндра:  $F = 0,025 \text{ м}^2$ ;

$K_{ym}$  – коэффициент утечек [2] .

$K_{ym} = 3 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/(\text{Н} \cdot \text{сек})$  ;

$f$  – площадь поршня золотника:  $f = 0,0007 \text{ м}^2$ ;

$F$  – площадь поршня цилиндра:  $F = 0,025 \text{ м}^2$ ;

$C$  – жесткость пружины:  $C = 4,3 \cdot 10^{-12} \text{ Н/м}$ ;

Коэффициент передачи золотника:  $K_3 = 1,8 \text{ м}^2/\text{с}$ .

Зависимости скоростей  $\mathcal{G}_1$  и  $\mathcal{G}_2$  от силы нагрузки  $R_n$  показаны на рис.2.

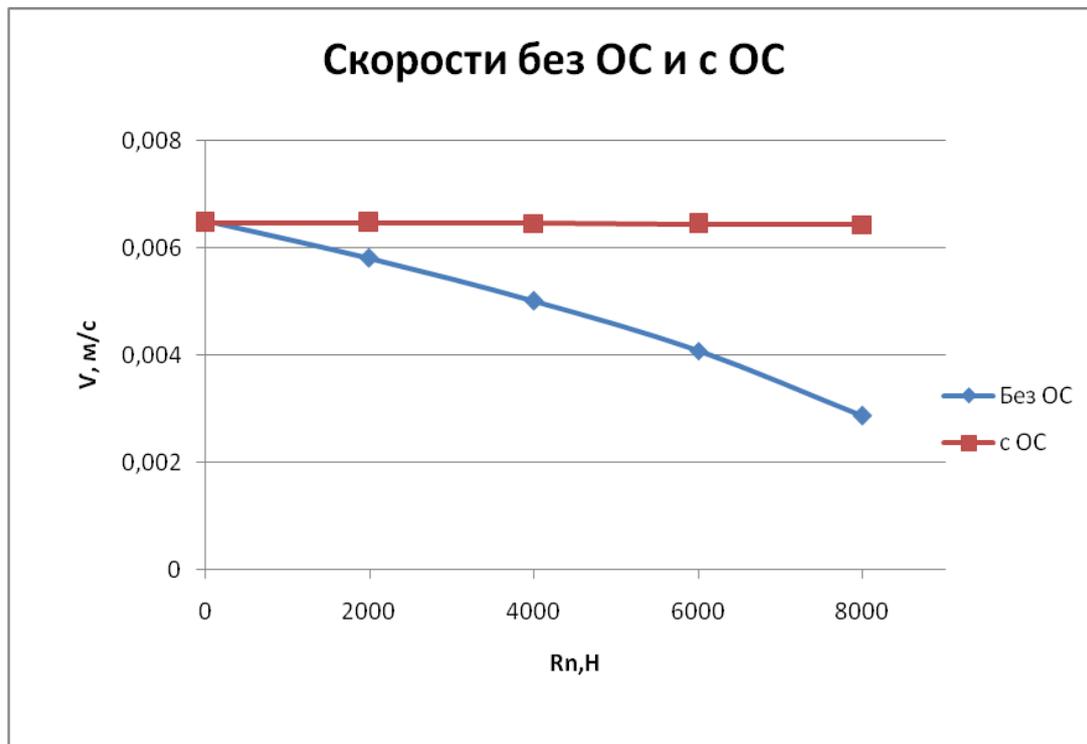


Рис.2. Зависимости скорости поршня гидроцилиндра от силы нагрузки  $R_n$  без гидравлической обратной связи  $\mathcal{G}_1$  и с гидравлической обратной связью  $\mathcal{G}_2$

Как видно из рисунка, степень стабилизации скорости при больших сопротивлениях нагрузки может достигать 40 % и более.

Таким образом, расчетные оценки показывают, что использование гидравлической обратной связи позволяют достичь существенной стабилизации скорости гидроцилиндра за счет небольших изменений конструкции гидропривода.

### Литература

1. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник.—2-е изд., перераб. и доп.—М.: Машиностроение, 1988.—512 с.:ил.
2. Брон Л.С., Тартаковский Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. — М.: Машиностроение, 1967. — 356с.:ил.