

## РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ГОЛОВКИ

*А.П. Муслимов, М.П. Зенкова*

Приведены материалы по разработке универсальной автоматической системы с обратной связью, предназначенной для управления режимами работ станка при черновой и чистовой видах обработки.

*Ключевые слова:* гидравлическая силовая головка; автоматическая система; регулятор расхода; статика.

При создании агрегатных станков и автоматических линий широко применяются нормализованные серийно выпускаемые гидравлические силовые головки различных модификаций<sup>1</sup>. К сожалению, в их гидравлических системах отсутствует автоматическое регулирование режимов работ, что является их главным недостатком.

Известно, что в металлообработке существуют два вида обработки: черновая, когда величина срезаемого слоя значительна и переменна, и чистовая, когда величина припуска на обработку не велика и в основном постоянна. По этой причине при черновой обработке силы резания изменяются в широких пределах, и это часто приводит к быстрому износу и поломке инструмента, следовательно, для устранения этих явлений необходимо автоматически снижать нагрузку, если она становится больше заданной. При чистовой обработке в силу того, что глубина срезаемого слоя металла мала, наоборот, возникает задача стабилизации сил резания, что дает возможность повысить качество изготовления изделия.

Таким образом, разработка универсальной гидравлической силовой головки, которая могла

бы обеспечивать ее оптимальную работу по вышеступленной схеме для двух видов обработки, является актуальной задачей.

Принципиальная схема универсальной многофункциональной гидравлической силовой головки разработана в научно-исследовательской лаборатории Кыргызского технического университета (рис. 1).

От задающего насоса  $H_3$  масло, проходя через дроссель 1, поступает в левую полость регулирующего клапана 2; давление в этой полости  $P_v$  постоянно за счет того, что к дросселю 1 параллельно подключен редуцирующий клапан Г-57. Таким образом, с помощью дросселя 1 представляется возможным задавать различные расходы  $Q$ , поступающие в силовой цилиндр 5.

Редуцирующий клапан 11, параллельно подключенный к регулирующему клапану, обеспечивает на нем постоянный перепад давления, т.е.  $P_H - P = const$ .

При чистовой обработке краны 3 и 13 открыты, а краны 4, 7, 10 закрыты. Предположим, что внешние силы на штоке силового цилиндра возросли. Это приводит к увеличению давления  $P$  в рабочей полости, следовательно, с возрастанием внутренних утечек в силовом цилиндре его скорость падает, одновременно повышается давле-

<sup>1</sup> Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машгиз, 1998. С. 355.

ние в правой полости регулирующего клапана и его золотник смещается вправо. При этом величина зазора  $h$  регулирующего клапана возрастает и расход, поступающий в силовой цилиндр, увеличивается ровно настолько, чтобы компенсировать падение скорости в гидроприводе.

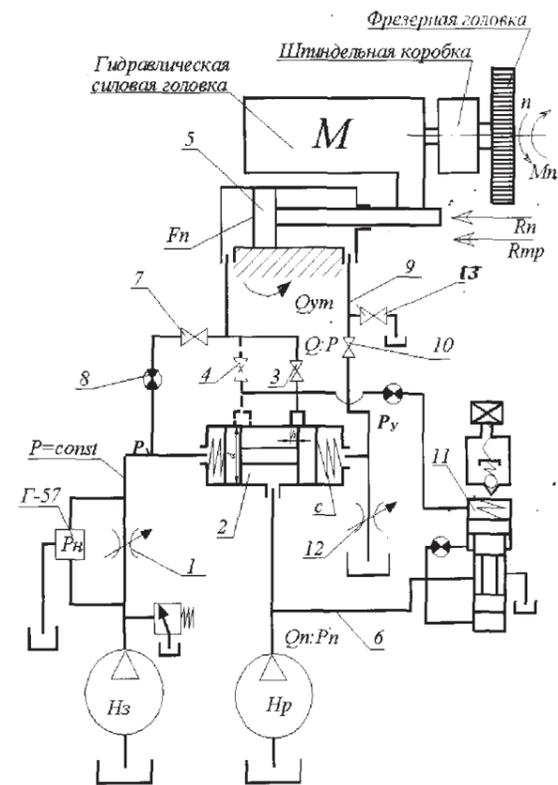


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема силовой головки.

При уменьшении нагрузки в силовом цилиндре все происходит наоборот. За счет увеличения расхода в клапане слива давление в правой полости регулирующего клапана увеличивается, что ведет к уменьшению  $h$  регулирующего клапана. Расход, поступающий в силовой цилиндр, уменьшается, и его скорость становится постоянной.

При черновой обработке краны 4, 7, 10 и дроссель 12 открыты, а краны 3 и 13 закрыты.

Чтобы исключить поломку режущего инструмента при увеличении сил резания, необходимо мгновенно и существенно понизить ско-

рость подачи. Это обеспечивается следующим образом. При возрастании нагрузки в силовом цилиндре давление рабочей полости возрастает. Возросшее давление, действуя на площадь  $f_{кл}$  торца золотника, создает усилие, которое перемещает золотник вправо и при этом увеличивает площадь проходного сечения регулирующего золотника, что приводит к дополнительной подаче расхода в силовой цилиндр для компенсации внутренних утечек и, таким образом, скорость силового цилиндра остается постоянной, несмотря на возросшую нагрузку в гидроприводе.

При уменьшении нагрузки все происходит наоборот: давление в рабочей полости падает; усилие, действующее на торец регулирующего клапана, снижается и золотник под действием усилия пружины перемещается влево. Расход, поступающий в силовой цилиндр, несколько уменьшается, что приводит к снижению его скорости до установленной.

Для оценки работоспособности универсальной силовой головки необходимо в начале провести статические исследования.

*Статическая характеристика гидропривода с обратной связью "на входе"*

Разработанная гидравлическая автоматическая система применительно к гидравлическим силовым головкам допускает использование обратных связей как на "входе", так и "на выходе" (рис. 2).

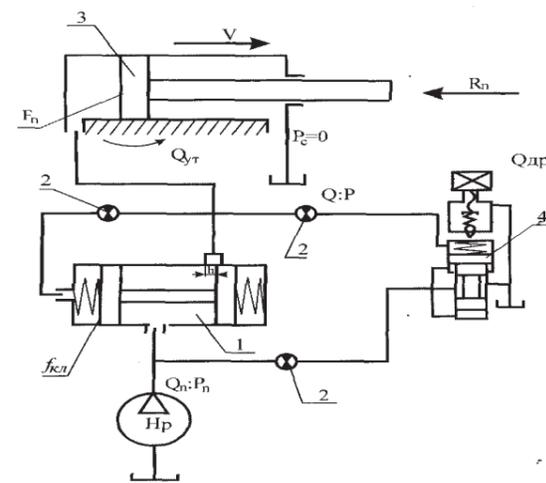


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода с обратной связью.

Основные элементы гидропривода: силовой цилиндр 3, регулирующий клапан 1, демпферы 2 для сглаживания колебания давления в системе и редукционный клапан 4 для обеспечения постоянного перепада давления на регулирующем клапане.

Стабилизация скорости силового цилиндра обеспечивается следующим образом. Например, при возрастании нагрузки в силовом цилиндре  $R_H$  возрастает давление в его рабочей полости. Возросшее давление, действуя на площадь  $f_{кл}$  торца золотника, создает усилие, которое перемещает золотник вправо и при этом увеличивается площадь проходного сечения регулирующего золотника, что приводит к дополнительной подаче расхода в силовой цилиндр для компенсации внутренних утечек и, таким образом, скорость силового цилиндра остается постоянной, несмотря на возросшую нагрузку в гидроприводе.

При уменьшении нагрузки все происходит наоборот: давление в рабочей полости падает; усилие, действующее на торец регулирующего клапана, снижается и золотник под действием усилия пружины перемещается влево. Расход, поступающий в силовой цилиндр, несколько уменьшается, что приводит к снижению его скорости до установленной.

Проведем сравнительную оценку с точки зрения стабилизации гидропривода с обратной и без обратной связи, составив соответствующие уравнения статики.

Скорость движения поршня силового цилиндра без обратной связи определяется по известной формуле:

$$v = \frac{Q}{F} - \frac{k_{ym}P}{F}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход, поступающий в силовой цилиндр от регулирующего клапана.

$$Q = \mu \pi d h \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P)}, \quad (2)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $d$  – диаметр золотника;  $h$  – величина открытия рабочей щели;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $\gamma$  – удельный вес;  $P_H$  – давление насоса;  $P$  – давление в рабочей полости.

$$P = \frac{R_H}{F},$$

где  $R_H$  – нагрузка в силовом цилиндре;  $F$  – эффективная площадь силового цилиндра.

Решая совместно уравнения (1) и (2), получим:

$$v = \frac{\mu \pi d h \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left( P_H - \frac{R_H}{F} \right)}}{F} - \frac{k_{ym} R_H}{F^2}. \quad (3)$$

Анализ формулы показывает, что с изменением нагрузки на силовом цилиндре его скорость движения изменяется по двум причинам: из-за структурной неравномерности дросселя (регулирующий клапан) – это видно из первой составляющей формулы (3) и за счет изменения внутренних утечек – вторая составляющая этой формулы.

В связи с поставленной задачей стабилизации скорости движения силового цилиндра рассмотрим структурную схему гидропривода с обратной связью (рис. 3).

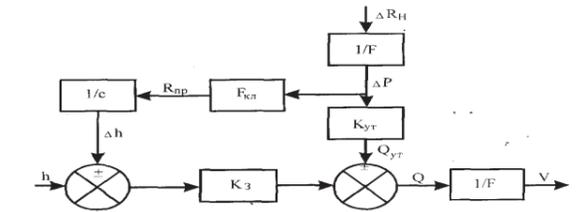


Рис. 3. Структурная схема гидропривода с обратной связью:

$\Delta R_H$  – переменная составляющая нагрузки;

$$\Delta h = \frac{\Delta R_H f_{кл}}{F \cdot c} - \text{дополнительное смещение зо-}$$

лотника по сигналу обратной связи;  $f_{кл}$  – площадь торца золотника, куда подводится управляющее давление;  $c$  – коэффициент жесткости пружины регулирующего клапана.

В формуле (4) следует учитывать, что при возрастании нагрузки на силовом цилиндре, третья составляющая будет иметь знак “-”, тогда вторая составляющая берется со знаком “+”.

Очевидно, для полной стабилизации скорости подачи гидропривода необходимо, чтобы

$$k_3 \frac{\Delta R_H f_{кл}}{F^2 \cdot c} = k_{ym} \frac{\Delta R_H}{F^2}, \quad (4)$$

где  $k_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P}$  – коэффициент усиления регулятора расхода;

$\Delta P = P_H - P = const$  в связи с тем, что к регулятору расхода параллельно подключен редукционный клапан 4 (рис. 2).

Следовательно, при проектировании значения площади торца золотника и жесткости

пружины регулирующего клапана должны быть определены следующим соотношением

$$f_{кл} = \frac{k_{ум}}{k_3} c \cdot$$

Теоретически обратная связь при выполнении условия (4) позволяет иметь постоянную скорость силового цилиндра, не зависимо от изменения нагрузки.

Однако из-за инерционности системы, зоны нечувствительности регулирующего клапана, а также наличия погрешностей изготовления деталей и сборки значение скорости движения силового цилиндра будет несколько отличаться от заданного значения.

Теоретические расчеты и эксперименты дают весьма хорошие результаты по стабилизации

движения силового цилиндра (ошибка составляет порядка 2 %).

Разработанная система стабилизации может быть эффективно использована в автоматизированных металлорежущих станках с целью повышения производительности и качества продукции машиностроения.

#### Выводы

1. Разработана универсальная гидравлическая автоматическая система применительно к гидравлическим силовым головкам агрегатных станков и автоматических линий, позволяющая путем переключений аппаратур в гидропанели устанавливать режимы работ как для черновой, так и для чистовой видов обработок.

2. Установлено, что введение обратной связи “на входе” (4) обеспечивает стабильные режимы работ не зависимо от колебания нагрузки.