

зависящая от пластичности обрабатываемого материала, шероховатости поверхности и радиуса выглаживателя, легко контролируется и поддерживается постоянной в процессе обработки. При этом нет жесткой кинематической связи между деталью и выглаживателем, и положение последнего относительно детали определяется самой обрабатываемой поверхностью.

Выглаживание наружных цилиндрических поверхностей наиболее изучено и распространено в промышленности. Оно применяется для отделочной обработки валов, штоков, поршней, поршневых и кривошипных пальцев, подшипниковых колец, гладких калибров-пробок и многих других деталей.

Рабочую поверхность инструмента выполняют обычно в виде цилиндра, сферы, кругового тора или конуса, для чего используют алмазы с кристаллами, имеющими форму ромбододекаэдра или октаэдра. Основным критерием затупления алмазного инструмента является шероховатость обработанной поверхности. При превышении допустимой шероховатости в зону обработки путем перестановки (поворота) инструмента вводят новый неизношенный участок рабочей поверхности. Число таких перестановок зависит от размеров и формы рабочей поверхности инструмента, а также от положения его относительно детали в процессе выглаживания. Радиус рабочей поверхности инструмента выбирают главным образом в зависимости от обрабатываемого материала. Чем тверже обрабатываемый материал, тем меньше должен быть радиус инструмента, что необходимо для создания определенного удельного давления в зоне деформации.

В целом рациональный выбор технологического оснащения, его параметров и характеристик обеспечивает эффективное решение поставленных технологических задач. Некоторые вопросы технологии, в частности режимы процесса, следует уточнять экспериментально.

### **Влияние на быстродействие регулятора насоса с адаптацией к нагрузке его конструктивных особенностей**

**Автор:** Дорох М. И., аспирант, ГГТУ им. П.О.Сухого; инженер ОГМ, ОАО «РМЗ»  
**Руководитель:** Стасенко Д. Л., к.т.н., доцент, ГГТУ им. П.О.Сухого

Целью данной работы является определение влияния конструктивных особенностей регулятора насоса на его быстродействие и предложение способов по усовершенствованию конструкции.

Рассмотрим способы увеличения быстродействия LS-регулятора разности давления на примере усовершенствования наиболее перспективной конструкции (рисунок 1), запатентованной корпорацией Kayaba Industry в 2011 году. Схема насосной установки 1, содержит регулируемый аксиально-поршневой насос 2 и LS-регулятор 3. Регулируемый насос 2 имеет регулирующий цилиндр 16. Шток поршня цилиндра 16 соединен с наклонным диском насоса 2 (на рисунке не показан), и регулятором 3 благодаря чему регулируется рабочий объем (подача) насоса 2. Напорный трубопровод 4 служит для передачи давления к рабочему органу (на рисунке не показан). Регулятор 3 включает в себя два клапана 5 и 7. Первый клапан 5 является клапаном управления расходом и представляет собой 3-ех ходовой 2-ух позиционный распределитель, настроенный на низкий перепад давления (до 1 МПа). Вторым клапаном 7 выполнен в виде клапана давления, предназначенный для сброса рабочей жидкости в бак.

В каждом случае клапаны 5 и 7 имеют регулируемые пружины 6 и 8, соответственно, со стороны которых действует управляющее LS-воздействие от рабочего органа (линия 13).

Клапан регулировки расхода 5 имеет первое (а) и второе (b) положение. В первом положении (а) давление  $P$  из линии управления 12 воздействует на золотник 10 и смещает его вправо. В этом случае давление  $P$  из линии 12 по линии управления 22 (давление А)

подаётся в поршневую полость регулировочного цилиндра 16, подачи насоса 2 уменьшается. Это происходит при превышении давлением, со стороны линии 12, усилия, создаваемого регулируемой пружиной 6 и давление в линии LS-управления 13. Для ограничения давления, подаваемого в цилиндр в линии 14, установлен дроссель 17. В исходном положении (положении б), показанном рисунке, линия 14 соединена с линией низкого давления 15, и жидкость из цилиндра 16 вытиснится в бак, за счет действия пружины 18. При этом клапан давления 7 находится в закрытом положении (положение б) и не пропускает жидкость из линии 12 в бак (линия 15), за счет усилия, создаваемого регулируемой пружиной 8 и давления в линии LS-управления 13. Открытие клапана 7 происходит в случае, если перепад давления в линиях управления 12 и 13, превысит перепад давления настройки клапана 5.

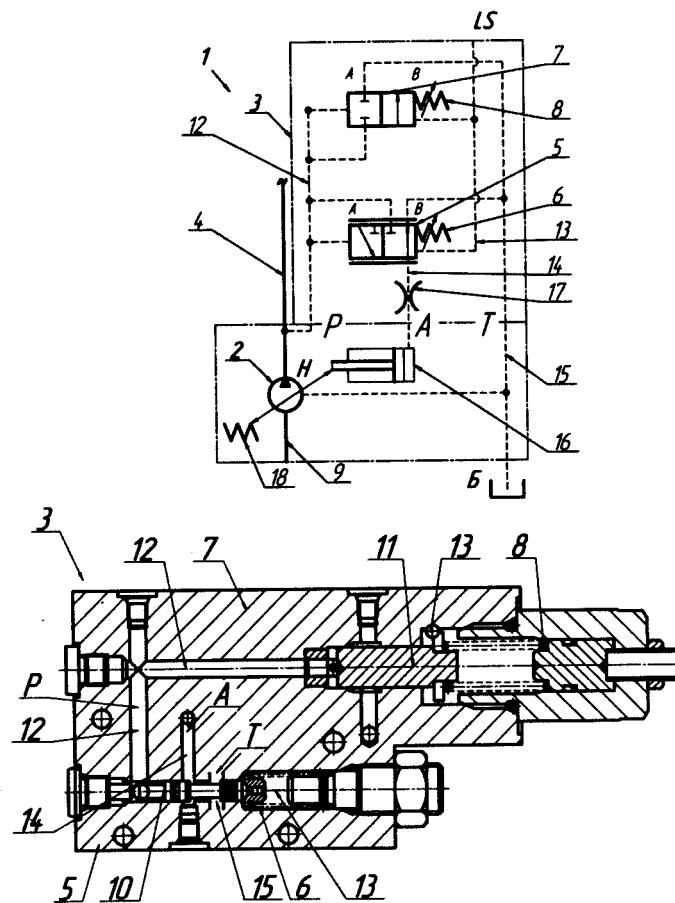


Рисунок 1 – Схема насосной установки (а) и регулятора (б)

Характеристики регулятора насоса определялись на экспериментальном стенде, схема которого представлена на рисунке 2. Определение характеристик осуществляется только для клапана регулировки расхода, а клапан давления запирается с помощью усилия пружины.

При проведении экспериментальных исследований использовалось масло И-30А, которое при  $40^{\circ}\text{C}$  имеет плотность  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$  и кинематическую вязкость  $\nu = 45 \text{ сСт}$ . Диаметр золотника испытуемого клапана был выбран  $d_z = 12 \text{ мм}$ , длина контакта золотника с корпусом регулятора составляет  $\Sigma l = 9 \text{ мм}$ , максимальная величина открытия проходного окна  $x = 1 \text{ мм}$ , величина холостого хода золотника  $x_x = 3 \text{ мм}$ . Давление в LS-линии было принято постоянным  $P = 10 \text{ МПа}$ . Полученные в результате проведения эксперимента данные представлены на рисунке 3 (линия 1).

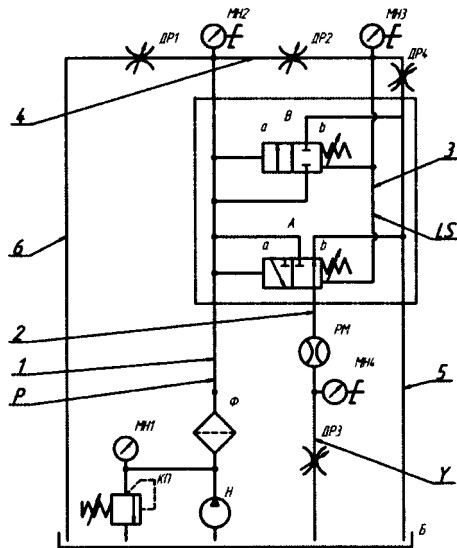


Рисунок 2 – Экспериментальный стенд для определения характеристик регулятора насоса

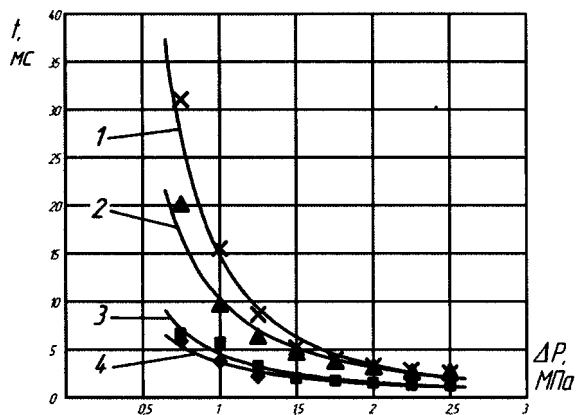


Рисунок 3 – График зависимости времени перемещения золотника регулятора от перепада давления на его торцах

Определяющее влияние на усилие смещение золотника, а, следовательно, и на его быстродействие, оказывает гидродинамическая сила и сила трения. Разгружая золотник от действия этих сил можно значительно улучшить быстродействие регулятора насоса.

Одним из возможных способов уменьшения величины гидродинамической силы является насечка на золотнике разгружающих канавок. Проведенные ранее исследования показали, что наиболее лучшими компенсирующими характеристиками обладают золотники со сформированными на них треугольными канавками в сечении треугольник. Исходя из этих данных был произведен теоретический расчет характеристики регулятора, позволяющий оценить степень влияния гидродинамической силы на время перемещения золотника (рисунок 3) (линия 2).

На величину силы трения значительно влияет длина контакта золотника с корпусом регулятора. Для проведения теоретического исследования длина контакта золотника с корпусом принята меньше на 3 мм и равна  $\Sigma l = 6$  мм, а длина холостого в этом случае составляет  $x_x = 1$  мм. Результаты теоретического расчета представлены на рисунке 3 (линия 3,4).

**Заключение.** Из представленных на рисунке 3 графиков видно, что при помощи разгрузки золотника от гидродинамической силы и снижения силы вязкого трения можно значительно повысить быстродействие регулятора. Так, например, при разности давлений  $\Delta P = 1$  МПа нанесение на золотник дросселирующих канавок позволяет повысить быстродействие регулятора на 37,4 %. Уменьшение длины контакта золотника с корпусом позволяет повысить быстродействие на 63,2 %, а их сочетание на 76,1 %. Аналогичные результаты получаются при других разностях давления  $\Delta P$ , причем при  $\Delta P = 2,5$  МПа время срабатывания регулятора практически не изменяется.

### Модернизация гидросистемы столов качания МНЛЗ-3

Автор: Мазурко А.И., слесарь-ремонтник участка гидравлики механослужбы ЭСПЦ-2  
 Руководитель: Ковалёв А.Н. механик (ведуший) ЭСПЦ-2 Ковалёв А.Н.

В настоящее время гидравлические приводы широко применяются для автоматизации процессов в самых разнообразных сферах промышленности - в газовой и