

В.М.Квасов, Ю.И.Кондрашов

ОБЕСПЕЧЕНИЕ МЯГКОЙ ПОСАДКИ ЗАТВОРА
КЛАПАНА НА СЕДЛО

Показано, что увеличение ресурса и повышение надежности многих клапанов существенно зависит от скорости посадки затвора на седло корпуса. Приведены результаты исследований по обеспечению мягкой посадки затвора клапана на седло.

Вопросы систематизации и конструктивного исполнения тормозных устройств пневмоприводов, обеспечивающих плавное торможение и позиционирование рабочих органов, подробно освещены, в частности, в работе [1]. Многие из известных решений таких устройств могут быть успешно применены и в клапанах. Однако, с точки зрения простоты конструкции, жестких массо-габаритных ограничений и требования малой энергосмкости установка таких устройств в клапанах не всегда желательна. На основе проведенных испытаний выяснено, что это мероприятие в некоторых случаях просто не требуется в силу особенностей конструктивного исполнения клапана. Так, в случае применения серебряного уплотнения поршня (см. рис. 1,б предыдущей статьи сборника) скорости перемещения последнего наблюдаются достаточно низкими, в конце хода поршня практически всегда имеется участок торможения в силу большой жесткости серебряного и меньшего градиента изменения управляющего давления. Это зачастую автоматически обеспечивает плавную посадку затвора на седло. В других случаях достаточен просто нерегулируемый дроссель на входе в управляющую полость.

Если для исследованных в данной работе клапанов с серебряным уплотнением поршня начальная скорость соударения затвора с седлом не превышала 0,2 м/с и, практически, не приводила к появлению отскоков, то в конструкциях с резиновым уплотнением поршня она нуждается в существенном снижении. Так, скорость посадки затвора на седло в исследованных конструкциях достигла 0,5-2,0 м/с. А тем временем в некоторых работах, например в работе [1], для седел, выполненных из фторопласта Ф-4, эта скорость рекомендуется не более 0,01 м/с (хотя

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994

справедливость такого низкого значения является сомнительной). Естественно, средства торможения затвора для такого привода обязательны.

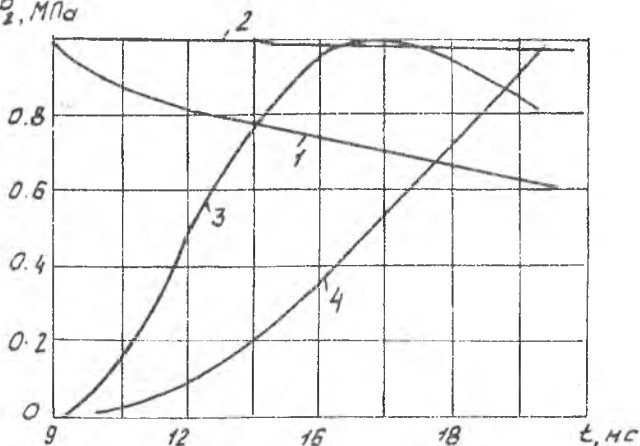
Самым простым способом торможения подвижной системы пневмоклапана является дросселирование магистралей впуска или выхлопа пневмопривода клапана (в зависимости от его конструкции). Для выработки конкретных рекомендаций на базе клапана 704400.83007 проведен вычислительный эксперимент по исследованию процесса торможения подвижной системы клапана путем дросселирования управляющего давления при закрытии клапана (на выхлопе). Исследованы три способа торможения: постоянное дросселирование; дросселирование в конце хода; дросселирование в конце хода и резкий сброс управляющего давления в конечной фазе.

Для сравнения характерной времени, скорости перемещения подвижной системы (поршня, штока и затвора) и других параметров переходных процессов при различных способах торможения в качестве предельно допустимой скорости посадки затвора на седло условно принято значение 0,15 м/с. Непревышение этого значения, как было получено в ходе эксперимента и расчетов, гарантирует отсутствие отскоков затвора от седла при закрытии клапана. В режиме работы клапана без дросселирования, как показано на рис. 1 и 2, явно имел место отскок затвора. Примеры диаграмм переходных процессов при использовании трех различных способов торможения затвора показаны соответственно на рис. 3, 4, 5.

При постоянном дросселировании магистрали выхлопа (проходное сечение дросселя ϕ 4,5 мм) время до посадки затвора на седло увеличивается в 3,5 раза, скорость посадки затвора при этом составляет 0,13 м/с (рис. 3). Естественно, что при меньшем проходном сечении дросселя длительность переходных процессов, по сравнению с исходной, может увеличиваться на порядок.

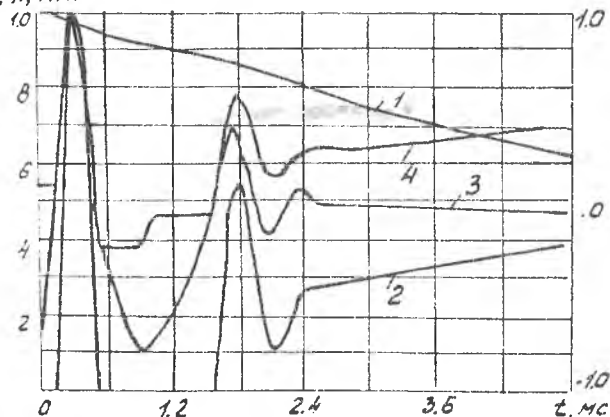
Второй способ торможения затвора является более обоснованным торможение, т.е. действие дросселя начинается только на некотором расстоянии от конечного положения затвора. В показанном на рис. 4 случае магистраль выхлопа полностью перекрывается за 1,57 мм до конца хода. Скорость посадки затвора уменьшается до 0,151 м/с (максимальная скорость в середине хода достигает 0,725 м/с). Время до контакта затвора и седла по сравнению с исходным вариантом увеличивается всего на 4%. Конечно, реализация такого режима дросселирования нереальна и не имеет смысла, так как после посадки затвора на седло в пневмоприводе сохраняется остаточное давление (в данном случае 0,1 МПа).

$x, \text{мм}; dx/dt, \text{м/с};$
 $P_1, P_2, \text{МПа}$

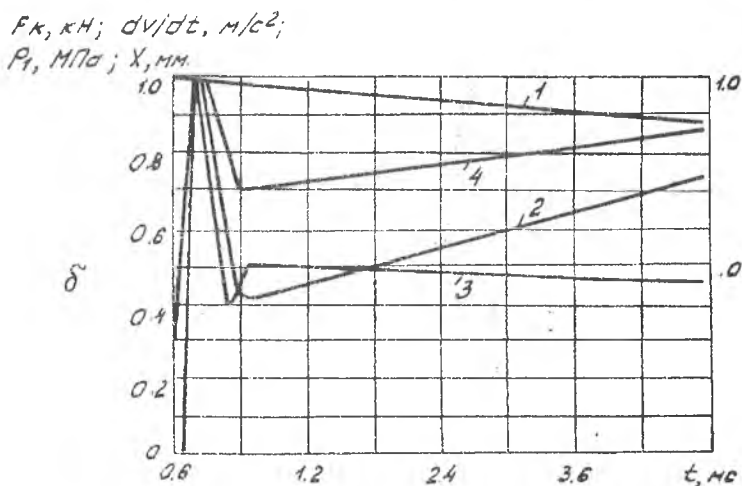
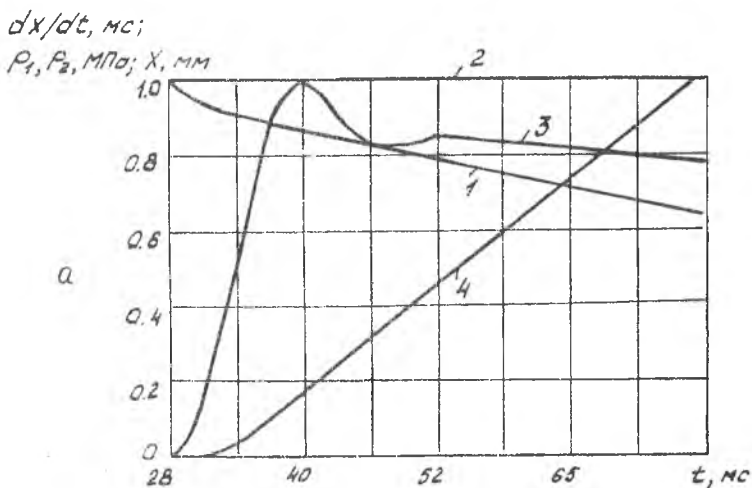


Р и с. 1. Изменение давлений P_1, P_2 перемещения x (3) и скорости dx/dt (4) при закрытии клапана до удара запорного элемента о седло. Полная шкала оси ординат соответствует: $P_1 = 0,601 \text{ МПа}; P_2 = 0,1 \text{ МПа}; dx/dt = 0,725 \text{ м/с}; x = 5,831 \text{ мм}$

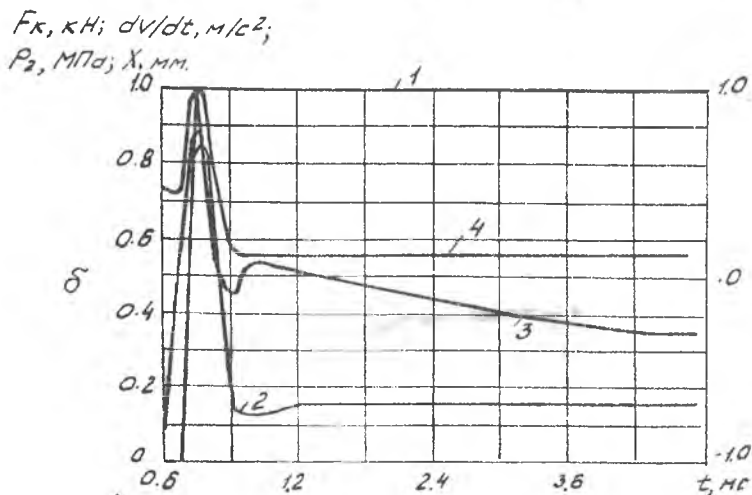
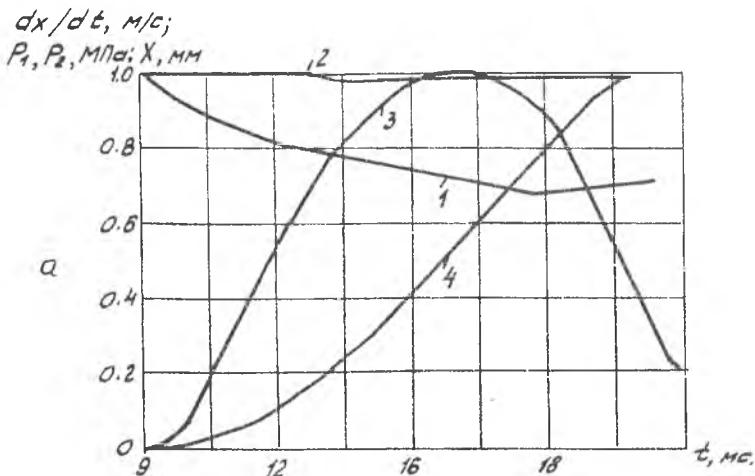
$F_k, \text{кН}; dv_x/dt, \text{м/с}^2$
 $P_1, \text{МПа}; x, \text{мм}$



Р и с. 2. Изменение давления P_1 (1), перемещения x (2), ускорения dv_x/dt (3) и контактного усилия F_k (4) после соударения запорного элемента и седла. Полная шкала оси ординат соответствует: $P_1 = 0,367 \text{ МПа}; F_k = -1,22 \text{ кН}; dv_x/dt = 4,435 \text{ г}; x = 0,122 \text{ мм}$

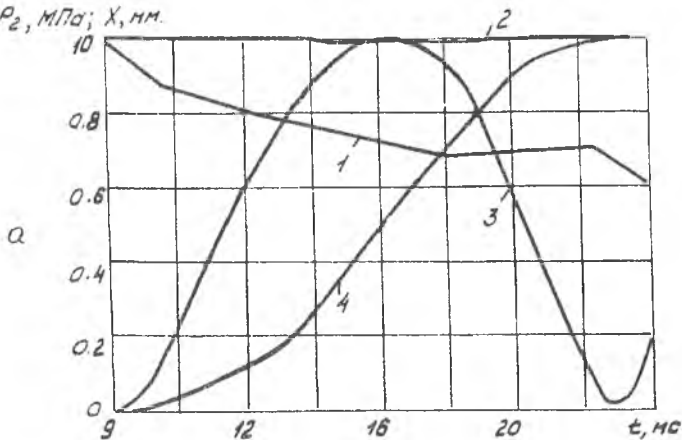


Р и с. 3. Диаграммы переходных процессов в клапане до (а) и после (б) посадки затвора на седло при постоянном дросселировании магистрали выхода. Полная шкала осей ординат соответствует: а) 1 - $P_1 = 0,601 \text{ МПа}$; 2 - $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$; 3 - $dx/dt = 0,159 \text{ м/с}$; 4 - $x = 5,98 \text{ мм}$; б) 1 - $P_1 = 0,365 \text{ МПа}$; 2 - $F_K = -0,284 \text{ кН}$; 3 - $dv/dt = 0,931 \text{ г}$; 4 - $x = 0,28 \text{ мм}$

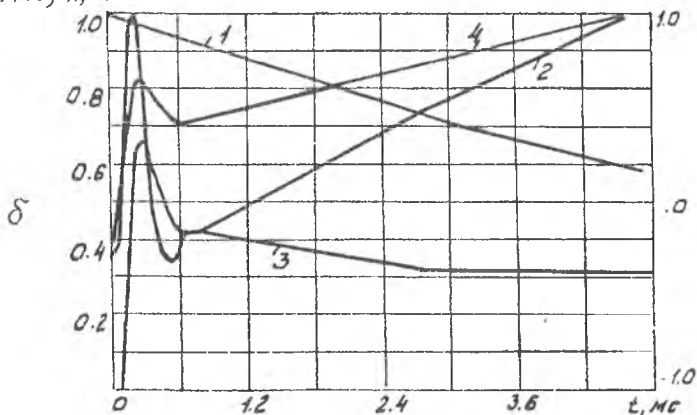


Р и с. 4. Диаграммы переходных процессов в клапане до (а) и после (б) посадки затвора на седло при дроселировании магистрали выхлопа в конце хода. Полная шкала осей ординат соответствует: а) 1 - $P_1 = 0,601 \text{ МПа}$; 2 - $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$; 3 - $dx/dt = 0,725 \text{ м/с}$; 4 - $x = 5,952 \text{ мм}$; б) 1 - $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$; 2 - $F_k = -0,2 \text{ кН}$; 3 - $dv/dt = 1,012g$; 4 - $x = 0,28 \text{ мм}$

$dx/dt, \text{м/с};$
 $P_1, P_2, \text{МПа}; X, \text{мм}.$



$F_x, \text{кН}; dv/dt, \text{м/с}^2;$
 $P_1, \text{МПа}; X, \text{мм}.$



Р и с. 5. Диаграммы переходных процессов в клапане до (а) и после (б) посадки затвора на седло при кратковременном проседливании магистрали выхлопа. Полная шкала осей ординат соответствует: а) 1 - $P_1 = 0,601 \text{ МПа}$; 2 - $P_2 = 0,1 \text{ МПа}$; 3 - $dx/dt = 0,725 \text{ м/с}$; 4 - $-x = 5,982 \text{ мм}$; б) 1 - $P_1 = 0,367 \text{ МПа}$; 2 - $F_x = -0,497 \text{ кН}$; 3 - $dv_x/dt = 0,803 \text{ г}$; 4 - $x = 0,05 \text{ мм}$

Наилучшие результаты достигаются при третьем способе торможения затвора (рис. 5). В этом случае кратковременное дросселирование в конце хода позволяет максимально снизить скорость перемещения затвора перед его посадкой на седло и далее не препятствует свободному выхлопу управляющей среды, обеспечивая быстрый рост контактного усилия в КУ до номинального значения.

Библиографический список

Г. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. М.: Машиностроение, 1987. 152 с.

УДК 622.522

В.В.Бердников, И.П.Якупова

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА СИЛОВОГО ГИДРОПРИВОДА

Приведена математическая модель силового гидропривода с учетом инерционности нагрузки, сжимаемости жидкости, характеристик трубопроводов. На основании декомпозиции и линеаризации получено линейное дифференциальное уравнение третьего порядка. Оценка качества переходного процесса произведена с помощью диаграммы Вышнеградского, которая определяет вид переходного процесса без решения уравнения. Методика оценки проверена математическим экспериментом с исходной нелинейной системой уравнений. Эксперимент проведен для ряда комбинаций параметров при противодвижущей и попутной нагрузках.

Динамические характеристики гидропривода оказывают существенное влияние на свойства всего механизма, приводимого в действие гидроприводом. На эти характеристики оказывает значительное влияние также параметры трубопроводов, связывающих его с гидроцилиндром. Наиболее существенное изменение параметров имеет место при пуске силового гидропривода, особенно при содействующей нагрузке.

Динамические процессы в установках ЛА. Самара, 1994
