



# О ПОВЫШЕНИИ ЖЕСТКОСТИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Канд. техн. наук М.Е.Гойдо, канд. техн. наук В.В.Бодров, Р.М.Багаутдинов (ООО "Учебно-инжиниринговый центр", г.Челябинск)

При сопоставлении достоинств и недостатков электро-механического и объемного гидравлического приводов в качестве основных преимуществ гидропривода обычно указывают его более высокие энергоемкость (номинальную мощность привода, приходящуюся на единицу массы), быстродействие (оцениваемое по максимальным ускорениям выходного звена привода при его разгоне и торможении) и жесткость (оцениваемую по степени влияния нагрузки, действующей на выходное звено привода, на положение и скорость движения этого звена) [1].

Однако при использовании в объемном гидроприводе в качестве гидродвигателей длинноходовых гидроцилиндров жесткость гидропривода в ряде случаев может быть недостаточной.

В качестве примера рассмотрим гидропривод перемещения кареток бесцентрово-токарных станков моделей 9340К и 9350К.

Перемещение каждой из кареток указанных станков осуществляется с помощью двух плунжерных гидроцилиндров: рабочего (имеющего диаметр  $D_p$  плунжера, равный  $D_p=170$  мм) и возвратного (имеющего диаметр  $D_b$  плунжера, равный  $D_b=90$  мм). У обоих упомянутых гидроцилиндров выходными звеньями являются их корпуса, которые соединены с соответствующей кареткой станка. Плунжера же гидроцилиндров жестко соединены с неподвижной станиной станка и выполнены полыми. Подвод рабочей жидкости в рабочую полость каждого из гидроцилиндров и отвод жидкости из этой полости осуществляются через внутреннюю полость плунжера гидроцилиндра. Ход  $H_k$  каретки станка составляет:  $H_k=3300$  мм.

Коэффициент жесткости  $c_{гц}$  плунжерного гидроцилиндра с учетом присоединенной к нему части гидропривода определяется по формуле [2]:

$$c_{гц} = A_{пл}^2 E_n / V_{гц}, \quad (1)$$

где:  $A_{пл}$  — эффективная площадь плунжера гидроцилиндра;

$E_n$  — приведенный модуль объемной упругости гидроцилиндра с учетом присоединенной к нему части гидропривода;

$V_{гц}$  — значение объема рабочей жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и присоединенной к нему части гидропривода:  $V_{гц} = A_{гц} z + V_0$ ;

$z$  — текущая координата выходного звена гидроцилиндра, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем рабочей полости гидроцилиндра минимален;

$V_0$  — минимальное значение объема рабочей жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и присоединенной к ней части гидропривода (при  $z=0$ ).

Минимальные значения объема рабочей жидкости в рабочей полости рассматриваемых рабочего и возвратного гидроцилиндров привода каретки являются весьма значительными (главным образом из-за достаточно больших длины и диаметра внутренней полости их плунжеров) и составляют соответственно:  $V_{p0}=55,2$  л и  $V_{b0}=14,1$  л. В связи с этим отметим, что одним из резервов повышения коэффициентов жесткости этих гидроцилиндров является уменьшение диаметров внутренних полостей их плунжеров до значений внутренних диаметров присоединенных к гидроцилиндрам трубопроводов.

Приняв приведенный модуль объемной упругости  $E_n$  для обоих гидроцилиндров одинаковым, постоянным и равным  $E_n=1100$  МПа, на основании формулы (1) получаем, что при изменении координаты  $z_p$  выходного звена рабочего гидроцилиндра от нуля до зна-



чения  $H_k$  коэффициент жесткости  $c_{гц.р}$  рабочего гидроцилиндра изменяется в пределах от  $c_{гц.р.маx}=1,027 \cdot 10^7$  Н/м до  $c_{гц.р.мин}=0,436 \cdot 10^7$  Н/м, а коэффициент жесткости  $c_{гц.в}$  возвратного гидроцилиндра — в пределах от  $c_{гц.в.мин}=0,127 \cdot 10^7$  Н/м до  $c_{гц.в.маx}=0,316 \cdot 10^7$  Н/м.

Наибольшее значение коэффициента жесткости  $c_{гп}$  гидропривода каретки во время ее рабочего хода обеспечивается при условии, что изменение воспринимаемой гидроприводом внешней нагрузки сопровождается одновременным изменением давления в полостях рабочего и возвратного гидроцилиндров в определенном соотношении [3], и составляет  $c_{гп.маx}=1,154 \cdot 10^7$  Н/м при  $z_p=0$ .

При штатном исполнении гидропривода каретки, который во время рабочего хода функционирует как гидропривод с дроссельным управлением с регулятором расхода, установленным параллельно гидродвигателю, текущее значение коэффициента жесткости  $c_{гп}$  гидропривода в процессе рабочего хода каретки практически совпадает с текущим значением коэффициента жесткости  $c_{гц.р}$  рабочего гидроцилиндра. Поэтому угловая частота  $\Omega_c$  собственных колебаний каретки с гидроприводом при массе  $m$  каретки и движущихся вместе ней частей (включая обрабатываемую заготовку), равной  $m=13600$  кг, во время рабочего хода не превышает значение:

$$\Omega_{c.маx}=(c_{гц.р.маx}/m)^{1/2}=27,48 \text{ рад/с.}$$

Расход  $Q_{сж}$  рабочей жидкости, обусловленный податливостью гидропривода, для периода выполнения кареткой рабочего хода может вычисляться по формуле:

$$Q_{сж}=A_{пл.р} \cdot 2 \cdot dp_p/dt/c_{гц.р}, \quad (2)$$

где:  $A_{пл.р}$  — эффективная площадь плунжера рабочего гидроцилиндра ( $A_{пл.р}=\pi D_p^2/4$ );

$p_p$  — текущее значение давления в полости рабочего гидроцилиндра;

$t$  — время.

Приняв  $c_{гц.р}=c_{гц.р.маx}=1,027 \cdot 10^7$  Н/м, при весьма незначительном значении скорости  $dp_p/dt$  изменения давления  $p_p$  в полости рабочего гидроцилиндра, вызванного колебаниями воспринимаемой гидроприводом внешней нагрузки, равном  $dp_p/dt=5$  МПа/с, на основании формулы (2) получаем:  $Q_{сж}=15,05$  л/мин.

Приведенная величина  $Q_{сж}$  существенно превышает расход жидкости  $Q_p=4,54$  л/мин ( $Q_p=A_{пл.р} \cdot v_p$ ), необходимый для обеспечения движения каретки во время рабочего хода с максимальной установившейся скоростью  $v_{p.маx}=0,2$  м/мин, используемой при обработке заготовок из титановых сплавов. Поэтому при рабочем ходе каретки возможны значительные колебания ее скорости движения  $v_p$  вплоть до кратковременных остановок каретки.

Следует дополнительно подчеркнуть, что с увеличением координаты  $z_p$  выходного звена рабочего гидроцилиндра его коэффициент жесткости  $c_{гц.р}$  уменьшается, вследствие чего при прочих равных условиях коэффициент жесткости  $c_{гп}$  и частота собственных колебаний  $\Omega_c$  каретки с гидроприводом также уменьшаются, а значение расхода  $Q_{сж}$  увеличивается.

Уменьшение коэффициента жесткости  $c_{гц}$  плунжерного гидроцилиндра [см. формулу (1)] по мере подачи внутрь гидроцилиндра рабочей жидкости и обусловленного этим перемещения его выходного звена связано с тем, что в рассматриваемом случае объем жидкости в гидроцилиндре, воспринимающей внешнюю нагрузку и участвующей в процессе перемещения выходного звена, увеличивается.

Обеспечить сохранение высокого значения коэффициента жесткости длинноходного плунжерного гидроцилиндра на всем протяжении хода его выходного звена можно, если при подаче рабочей жидкости внутрь гидроцилиндра для обеспечения движения его выходного звена в рабочем направлении порции жидкости, поступившей внутрь гидроцилиндра и обеспечившей соответствующее движение выходного звена, последовательно по ходу движения выходного звена гидроцилиндра запирать посредством шиберных затворов, установленных в корпусе, а при соединении внутреннего пространства гидроцилиндра со сливом и осуществлении движения выходного звена в обратном направлении запертые порции жидкости высвободить в обратном порядке для вытеснения на слив из внутреннего пространства гидроцилиндра [заявка RU № 2005108724 "Способ управления длинноходным гидроцилиндром"].



Запирание порций жидкости посредством шиберных затворов, установленных в корпусе, обеспечивает ограничение этих порций жидкости жесткими и неподвижными относительно друг друга стенками и, в результате этого, исключение их влияния на процесс перемещения выходного звена гидроцилиндра. При изменении внешнего усилия, приложенного к выходному звену, порции жидкости, запертыые посредством шиберных затворов (при условии, что затворы исправны, то есть обеспечивают высокую степень герметичности), не воспринимают изменений усилия и не деформируются.

При указанном способе управления плунжерным длинноходовым гидроцилин-

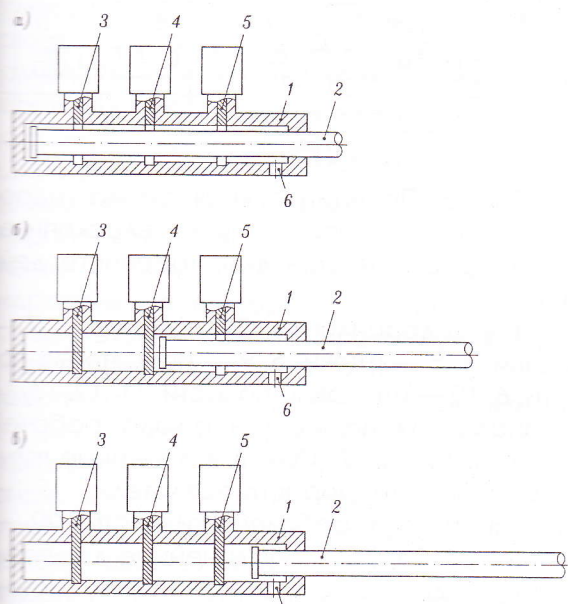


Рис. 1. Конструктивные схемы длинноходового плунжерного гидроцилиндра при вдвинутом (а), частично выдвинутом (б) и полностью выдвинутом (в) плунжере:

1 — корпус; 2 — плунжер; 3, 4, 5 — шиберные затворы; 6 — канал для подвода и отвода рабочей жидкости

В тех случаях, когда существуют ограничения на длину гидроцилиндра при исходном (втянутом) положении его выходного звена и необходимо обеспечить большой ход указанного звена, применяют телескопические гидроцилиндры.

При используемом в настоящее время способе управления многополостными телескопическими гидроцилиндрами их ко-

эффициент жесткости подвергается деформации в гидроцилиндре, на протяжении как рабочего, так и обратного ходов выходного звена не превышает сумму объема жидкости в пределах одной запираемой порции жидкости (величина которого может быть достаточно мала и определяется при прочих равных условиях количеством шиберных затворов в конструкции гидроцилиндра) и начального объема жидкости в гидроцилиндре.

Способ применим как для плунжерных гидроцилиндров, у которых выходным звеном является плунжер (рис. 1), так и для гидроцилиндров, у которых выходным звеном является корпус (рис. 2).

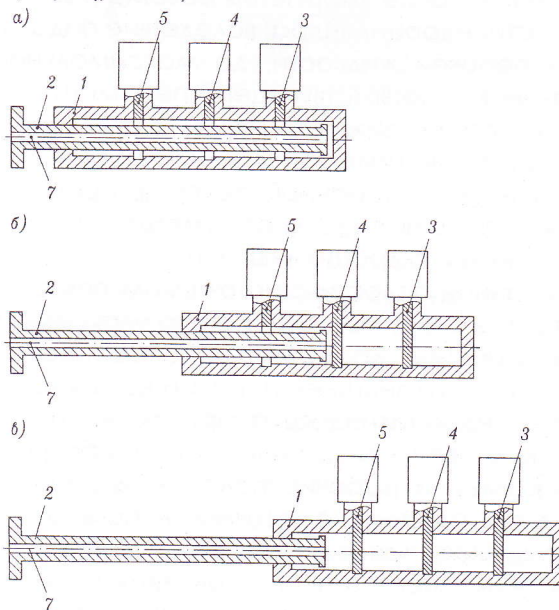


Рис. 2. Конструктивные схемы длинноходового плунжерного гидроцилиндра при вдвинутом (а), частично выдвинутом (б) и полностью выдвинутом (в) корпусе:

1 — корпус; 2 — плунжер; 3, 4, 5 — шиберные затворы; 7 — канал для подвода и отвода рабочей жидкости

эффициент жесткости зависит от суммарного объема жидкости, находящегося в рабочих полостях гидроцилиндра, и в связи с этим может существенно уменьшаться по мере увеличения количества жидкости, поступившей в гидроцилиндр для обеспечения движения его выходного звена в соответствующем направлении, что влечет за собой ухудшение динамических характеристик



(полосы пропускания частот, быстродействия и т.п.) гидропривода, в состав которого входит гидроцилиндр.

Для обеспечения сохранения высокого значения коэффициента жесткости на всем протяжении хода выходного звена многополостного телескопического гидроцилиндра, содержащего, по меньшей мере, две рабочие полости, предназначенные для обеспечения движения выходного звена гидроцилиндра в одном и том же направлении при подаче в них рабочей жидкости и имеющие индивидуальные каналы для подвода и отвода рабочей жидкости, не сообщающиеся внутри гидроцилиндра между собой, предлагается после увеличения объема рабочей полости гидроцилиндра, вследствие подачи в нее рабочей жидкости, до максимального значения, соответствующего перемещению до упора подвижного звена, ограничивающего данную полость, порцию жидкости, заключенную в указанной полости, исключать из участия в процессе перемещения выходного звена гидроцилиндра путем соединения данной полости с источником повышенного давления, превышающего максимальное рабочее давление, необходимое для преодоления внешней нагрузки на выходном звене гидроцилиндра, а при движении выходного звена гидроцилиндра в обратном направлении рабочие полости гидроцилиндра, соединенные с источником повышенного давления, последовательно отсоединять от источника повышенного давления и соединять со сливом [заявка RU № 2005108723 "Способ управления многополостным гидроцилиндром"].

Данный способ управления применим для многополостных телескопических гидроцилиндров как одностороннего, так и двухстороннего действия (рис. 3).

Соединение рабочей полости многополостного телескопического гидроцилиндра с источником повышенного давления после перемещения подвижного звена, ограничивающего данную полость, до упора приводит к поджиму упомянутого подвижного звена к упору с усилием, гарантированно превышающим усилие, действующее на это звено в противоположном направлении. Поэтому при изменениях внешнего усилия, действующего на выходное звено гидроцилиндра, дошедшее до упора подвижное

звено не меняет свое положение относительно упора, и порция рабочей жидкости, заключенная в рабочей полости, ограниченной этим подвижным звеном, не воспринимает изменений внешнего усилия и не деформируется, то есть исключается из участия в процессе перемещения выходного звена гидроцилиндра.

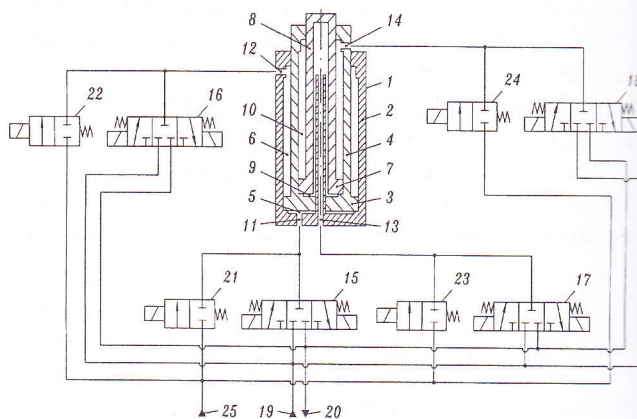
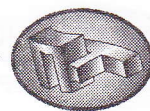


Рис. 3. Принципиальная схема гидропривода с многополостным телескопическим гидроцилиндром двухстороннего действия:

1 — гидроцилиндр; 2 — корпус; 3, 7 — поршни; 4, 8 — штоки; 5, 9 — поршневые полости; 6, 10 — штоковые полости; 11, 12, 13, 14 — каналы для подвода и отвода рабочей жидкости; 15, 16, 17, 18 — трехлинейные трехпозиционные гидрораспределители; 19 — источник потока рабочей жидкости; 20 — слив; 21, 22, 23, 24 — двухлинейные двухпозиционные гидрораспределители; 25 — источник повышенного давления

В силу сказанного, при использовании предлагаемого способа управления многополостным телескопическим гидроцилиндром на протяжении всего хода выходного звена этого гидроцилиндра в соответствующем направлении объем рабочей жидкости в гидроцилиндре, воспринимающей изменения внешнего усилия, не превышает значение максимального объема жидкости в пределах одной напорной (сливной) рабочей камеры, величина которого может быть достаточно мала (и определяется при прочих равных условиях количеством рабочих полостей идентичного назначения в конструкции многополостного гидроцилиндра).

Известно, что при работе объемных гидроприводов с замкнутым потоком, имеющих



типовое исполнение, с точки зрения соотношения величин меньшего из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, с одной стороны, и давления в напорной гидролинии подпиточного насоса, с другой стороны, возможны два режима: 1) меньшее из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем определяется величиной давления в напорной гидролинии подпиточного насоса (далее для краткости данный режим работы гидропривода будем называть первым); 2) меньшее из давлений в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем больше давления в напорной гидролинии подпиточного насоса (далее этот режим работы гидропривода будем называть вторым). Известно также, что в случае работы гидропривода с замкнутым потоком на первом режиме, который для рассматриваемых приводов типового исполнения является основным или единственно возможным при их работе, при прочих равных условиях постоянная времени гидропривода оказывается больше (примерно в 1,414 раза), чем в случае работы гидропривода на второй режим [4, 5]. Благодаря этому, полоса пропускания частот гидропривода с замкнутым потоком при его работе на втором режиме (при характерных для реальных гидроприводов значениях коэффициента демпфирования) ощутимо шире, чем при работе привода на первом режиме, и с этой точки зрения второй режим работы является более предпочтительным. Указанный положительный эффект связан с тем, что при работе гидропривода с замкнутым потоком на втором режиме изменение нагрузки при прочих равных условиях приводит к меньшему (примерно в два раза) изменению давления в более нагруженной гидролинии привода, чем при работе того же привода на первом режиме, вследствие чего при работе на втором режиме привод ведет себя как более жесткий.

Обеспечить работу объемного гидропривода с замкнутым потоком постоянно на втором режиме и тем самым улучшить характеристики привода (в частности, повысить его жесткость и, соответственно, частоту собственных колебаний, особенно при значениях нагрузки на выходном звене гидродвигателя, близких к нулю) можно путем введения отрицательной обратной связи по сред-

нему значению давления рабочей жидкости в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, влияющей на величину давления в напорной гидролинии подпиточного насоса [6].

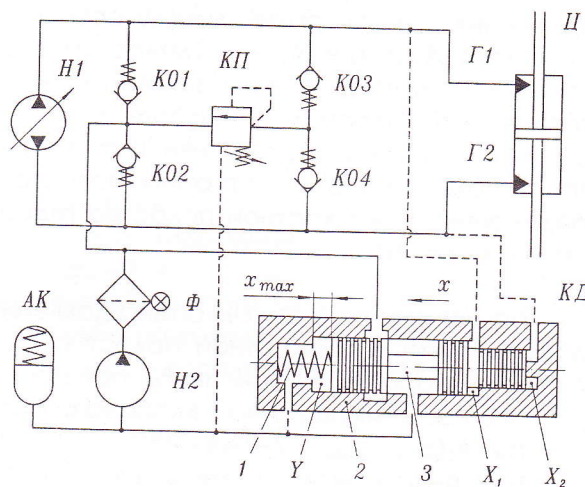


Рис. 4. Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком с отрицательной обратной связью по среднему значению давления рабочей жидкости в гидролиниях между основным насосом и гидродвигателем, влияющей на величину давления в напорной гидролинии подпиточного насоса:

H1 — основной насос; H2 — подпиточный насос; АК — гидроаккумулятор; Ф — фильтр; КО1, КО2, КО3, КО4 — обратные клапаны; КП — предохранительный клапан; Г1, Г2 — гидролинии; Ц — гидроцилиндр; КД — клапан давления; 1, 2, 3 — соответственно пружина, корпус и золотник клапана давления КД; X<sub>1</sub>, X<sub>2</sub>, Y — полости управления клапана давления КД; x, x<sub>max</sub> — соответственно координата и величина хода золотника 3 клапана давления КД

Принципиальная схема объемного гидропривода с замкнутым потоком, в котором реализована вышеуказанная обратная связь, показана на рис. 4. Конструкция данного гидропривода отличается тем, что между напорным каналом подпиточного насоса H2 и жидкостной полостью гидроаккумулятора АК, выполняющего функции элемента подпора, установлен клапан давления КД с золотником 3, подпружиненным относительно корпуса 2 клапана посредством пружины 1 со стороны одного своего торца и размещенным в корпусе с образованием со сто-



роны другого торца двух полостей управления  $X_1$  и  $X_2$ , соединенных с гидролиниями Г1 и Г2 между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц. Эффективные площади торцов золотника 3 со стороны каждой из полостей управления  $X_1$  и  $X_2$  равны между собой и составляют  $A_3/2$ , где  $A_3$  — суммарная эффективная площадь торцов золотника 3 со стороны его полостей управления  $X_1$  и  $X_2$ , равная суммарной эффективной площади торцов золотника 3 со стороны полостей, соединенных с жидкостной полостью гидроаккумулятора АК.

Пружинная полость Y клапана давления КД соединена с жидкостной полостью гидроаккумулятора АК, а усилие  $P_{пп}$  предварительного поджатия пружины 1 клапана равно

$$P_{пп} = A_3(p_{max} - p_{подп}) / 2 - c_{пр} x_{max}, \quad (3)$$

где:  $p_{max}$  — максимально допустимое рабочее давление жидкости в гидроприводе;

$p_{подп}$  — давление подпора, обеспечиваемое посредством гидроаккумулятора АК;

$c_{пр}$  — коэффициент жесткости пружины 1;

$x_{max}$  — величина хода золотника 3.

При этом:

$$A_3(p_{max} - p_{подп}) / 2 \gg c_{пр} x_{max}. \quad (4)$$

При максимальном открытии золотником 3 рабочего окна клапана давления КД и расходе рабочей жидкости через клапан, равном подаче подпиточного насоса Н2, потери давления в клапане КД пренебрежимо малы по сравнению с давлением подпора  $p_{подп}$ , и давление жидкости в напорной гидролинии насоса Н2 практически равно давлению  $p_{подп}$ .

Всасывающая линия подпиточного насоса Н2 соединена с жидкостной полостью гидроаккумулятора АК. Предохранительный клапан КП отрегулирован на перепад давления, равный  $(p_{max} - p_{подп})$ .

При отсутствии силового контакта золотника 3 в его осевом направлении с корпусными деталями клапана давления КД, ограничивающими перемещение  $x$  золотника диапазоном значений  $[0, x_{max}]$  и пренебрежении осевой гидродинамической силой, действующей на золотник со стороны жидкости, протекающей через открытое им рабочее окно, и сухим трением между золотником и корпусом 2, уравнение равновесия

золотника 3 с учетом соотношения (3) может быть представлено следующим образом

$$A_3(p_1 + p_2) / 2 = A_3(p_{max} + p_{подп}) / 2 - c_{пр}(x_{max} - x), \quad (5)$$

где:  $p_1, p_2$  — значения давления рабочей жидкости в гидролиниях соответственно Г1 и Г2;

$x$  — текущее перемещение золотника 3 из его исходного положения относительно корпуса 2 ( $0 \leq x \leq x_{max}$ ).

При выполнении неравенства (4) величина  $c_{пр}(x_{max} - x)$  заведомо намного меньше величины  $A_3(p_{max} + p_{подп}) / 2$  и по сравнению с последней ею можно пренебречь. Тогда уравнение (5) приобретает вид

$$p_1 + p_2 = p_{max} + p_{подп}. \quad (6)$$

Текущий перепад давлений  $p_d$  в полостях гидродвигателя Ц связан со значениями давлений  $p_1$  и  $p_2$  в гидролиниях Г1 и Г2 (при пренебрежении потерями и инерционными перепадами давлений) соотношением

$$p_d = p_1 - p_2 \quad (7)$$

$$(|p_d| \leq p_{max} - p_{подп}).$$

Решая уравнения (6) и (7) совместно, находим:

$$p_1 = (p_{max} + p_{подп} + p_d) / 2; \quad (8)$$

$$p_2 = (p_{max} + p_{подп} - p_d) / 2. \quad (9)$$

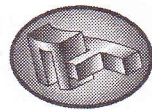
Из выражений (8) и (9) видно, что при изменении перепада давлений  $p_d$  в полостях гидродвигателя Ц рассматриваемого гидропривода одновременно в противофазе изменяются значения давлений  $p_1$  и  $p_2$  в гидролиниях Г1 и Г2 между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц. При этом скорость изменения давления в каждой из гидролиний Г1 и Г2 (и соответственно в присоединенных к ней полостях насоса Н1 и гидродвигателя Ц) определяется половинным значением скорости изменения  $dp_d/dt$  перепада давлений  $p_d$  в полостях гидродвигателя:

$$dp_1/dt = -dp_2/dt = 0,5 dp_d/dt, \quad (10)$$

что характерно для второго режима работы гидропривода с замкнутым потоком.

При работе рассматриваемого гидропривода среднее значение давления в гидролиниях Г1 и Г2 поддерживается на уровне величины  $(p_{max} + p_{подп}) / 2$  [см. выражение (6)].

При уменьшении усилия, действующего на золотник 3 со стороны жидкости, находящейся в полостях управления  $X_1$  и  $X_2$ , обусловленном уменьшением среднего значения давления рабочей жидкости в гидролиниях Г1 и Г2, например, из-за утечек рабочей жидкости или ее тепловых деформаций, зо-



лотник 3 под действием пружины 1 и жидкости, находящейся в пружинной полости У, смещается в направлении, соответствующем уменьшению площади проходного сечения рабочего окна клапана давления КД. При этом гидравлическое сопротивление клапана давления КД потоку жидкости, протекающему через него, увеличивается, и давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 возрастает.

При превышении давлением рабочей жидкости в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 значения давления жидкости в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2 жидкость, подаваемая подпиточным насосом Н2, через соответствующий из обратных клапанов КО1 и КО2 частично поступает в эту гидролинию, что влечет за собой увеличение количества жидкости в гидравлическом контуре между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц и, соответственно, повышение среднего значения давления в указанном контуре и входящих в его состав гидролиниях Г1 и Г2, а также в соединенных с ними полостях управления Х1 и Х2 клапана давления КД.

В результате повышения среднего значения давления в полостях управления Х1 и Х2 усилие, действующее на золотник 3 со стороны жидкости, находящейся в указанных полостях, увеличивается, и золотник 3 смещается относительно корпуса 2 в направлении увеличения площади проходного сечения рабочего окна клапана давления КД. При этом гидравлическое сопротивление клапана давления КД уменьшается, и давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 снижается (в пределе вплоть до давления подпора  $p_{подп}$ , обеспечиваемого посредством гидроаккумулятора АК).

Таким образом, в процессе работы рассматриваемого гидропривода давление в напорной гидролинии подпиточного насо-

са Н2 изменяется в функции среднего значения давления рабочей жидкости в гидролиниях Г1 и Г2 между основным насосом Н1 и гидродвигателем Ц. Причем, как следует из вышесказанного, давление в напорной гидролинии подпиточного насоса Н2 с точностью до величины потерь давления в соответствующем из обратных клапанов КО1 и КО2 не превышает текущее давление в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2.

Согласно выражениям (8) и (9) максимальное значение давления в менее нагруженной из гидролиний Г1 и Г2 имеет место при  $p_d \rightarrow 0$  и составляет  $(p_{max} + p_{подп})/2$ . Этой величиной и определяется максимальное давление на выходе подпиточного насоса Н2 в процессе эксплуатации рассматриваемого гидропривода.

#### Литература

1. Матвеев А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов: Учебник для ВУЗов. — М.: Машиностроение, 1982. — 296 с.
2. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова и др.; Под ред. В.А. Хохлова. — М.: Машиностроение, 1971. — 431 с.
3. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. О значимости соотношения проводимостей рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя, управляющего дифференциальным гидроцилиндром // Приводная техника. — 2004. — № 6. — С. 29–33.
4. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева. — М.: Машиностроение, 1978. — 495 с.
5. Гойдо М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998. — 255 с.
6. Авторское свидетельство № 1721344 (SU). Объемная гидравлическая передача / Гойдо М.Е., Староверов Ю.А. // Оpubл. в Б.И. — 1992. — № 11.