

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов  
(ЗАО "Уральский инжиниринговый центр", г. Челябинск)

## Выбор значений коэффициентов обратной связи электрогидравлической системы управления подвижной траверсой штамповочного прессы на этапе проектирования

*Приведены краткие сведения об исполнении модернизированной электрогидравлической системы управления подвижной траверсой штамповочного прессы НП-130 силой 300 МН и о принятом алгоритме управления траверсой, направленном на обеспечение ее движения с заданной скоростью и минимальным перекосом относительно горизонтальной плоскости. Изложен подход к выбору значений коэффициентов обратной связи системы управления на этапе проектирования на основе моделирования работы прессы с использованием программного комплекса ПРАНС-ПК.*

*Data on performance of the modernized electric-hydraulic control system walking beam stamping press NP-130 by force 300 MN are resulted.*

В шестидесятые годы прошлого века на новосибирском заводе "Тяжстанкогидропресс" им. А.И. Ефремова был разработан и изготовлен гидравлический штамповочный пресс НП-130 силой 300 МН, имеющий уникальную конструкцию [1].

Особенностью исполнения прессы НП-130 является отсутствие в его составе верхней неподвижной траверсы (архитрава).

В нижней траверсе прессы, собранной из двух частей, скрепленных стяжными болтами, установлены четыре колонны. Подвижная траверса, являющаяся в данном прессе одновременно верхней, также состоит из двух частей, стянутых болтами. Корпуса четырех рабочих гидроцилиндров, оси которых совмещены с осями колонн, вмонтированы в подвижную траверсу и перемещаются вместе с ней относительно неподвижных поршней и втулок, закрепленных на верхних концах колонн.

Благодаря такому исполнению прессы его габаритные размеры и масса существенно меньше аналогичных параметров других прессов отечественного и зарубежного производства на ту же силу, имеющих традиционную компоновку.

Стремление максимально снизить массу прессы в результате минимизации нагружения его колонн поперечными силами (и обеспечения нагружения их в основном лишь растягивающими силами) привело к оснащению прессы автоматически действующей системой, предназначенной для уменьшения до минимума перекоса подвижной траверсы относительно горизонтальной плоскости благодаря синхронизации перемещения корпусов рабочих гидроцилиндров (при обеспечении заданной скорости движения траверсы на всех этапах технологического цикла работы прессы).

Пресс НП-130 был смонтирован в плавильном цехе Верхнесаидинского металлургического производ-

ственного объединения (ныне ОАО "Корпорация ВСМПО-АВИСМА") и используется там до настоящего времени, главным образом, для получения слябов из цилиндрических заготовок. При последующей обработке слябы поступают в качестве подката на прокатный стан, в связи с чем к их оформленности (в виде параллелепипеда) и параллельности их верхней и нижней плоскостей предъявляются высокие требования.

После штамповки на прессе требуемая параллельность верхней и нижней плоскостей сляба обеспечивается его обработкой на строгальном станке. При этом, очевидно, чем больше непараллельность верхней и нижней плоскостей сляба (т.е. его клиновидность) после штамповки, тем большее количество металла снимается на строгальном станке (толщина сляба может колебаться в определенных пределах) и, соответственно, увеличиваются трудозатраты и уменьшается выпуск готовой продукции.

Таким образом, уменьшение до минимума перекосов подвижной траверсы при работе прессы НП-130 необходимо для увеличения его долговечности и повышения качества штампуемых на прессе слябов.

Штатная система управления подвижной траверсой прессы НП-130 является гидромеханической [1]. Большое количество шарнирных, шлицевых, зубчатых и резьбовых соединений, подвергающихся в процессе работы прессы износу, что влечет за собой появление люфтов, делает данную систему ненадежной в эксплуатации, недостаточно точной и неудобной с точки зрения настройки.

В связи с этим приняли решение при очередном капитальном ремонте прессы модернизировать систему управления его подвижной траверсой.

Модernизированная система управления подвижной траверсой является электрогидравлической

(рис. 1). От прежней системы в ней сохранились лишь рабочие и подъемные гидроцилиндры и корпусные детали клапанных гидрораспределителей этих гидроцилиндров. Корпусы клапанных гидрораспределителей этих гидроцилиндров, изготовленные из углеродистой конструкционной стали, подвергнуты доработке, заключающейся в наплавке коррозионно-стойкой стали на все уплотняемые поверхности.

Для управления каждым из рабочих гидроцилиндров ЦР пресса используется индивидуальный двухклапанный гидрораспределитель РЦР, содержащий напорный КНЦР и наполнительно-сливной КНСЦР клапаны, а для управления четырьмя подъемными гидроцилиндрами ЦП – один общий двухклапанный гидрораспределитель РЦП, содержащий напорный КНЦП и сливной КСЦП клапаны.

В штатной системе управления пресса для устранения возникающего перекоса подвижной траверсы относительно горизонтальной плоскости во время холостого хода и при подъеме использовались наполнительно-сливные клапаны КНСЦР. В модернизированной системе для обеспечения более качественного решения указанной задачи рабочая полость каждого из подъемных гидроцилиндров соединена с исполнительным каналом двухклапанного гидрораспределителя РЦП индивидуальным регулируемым дросселем ДР золотникового типа с разгруженным запорно-регулирующим элементом (ЗРЭ). Благодаря введению в гидросистему пресса дросселей ДР, отпала необходимость делать регулирующими наполнительно-сливные клапаны рабочих гидроцилиндров и напорный и сливной клапаны подъемных гидроцилиндров.

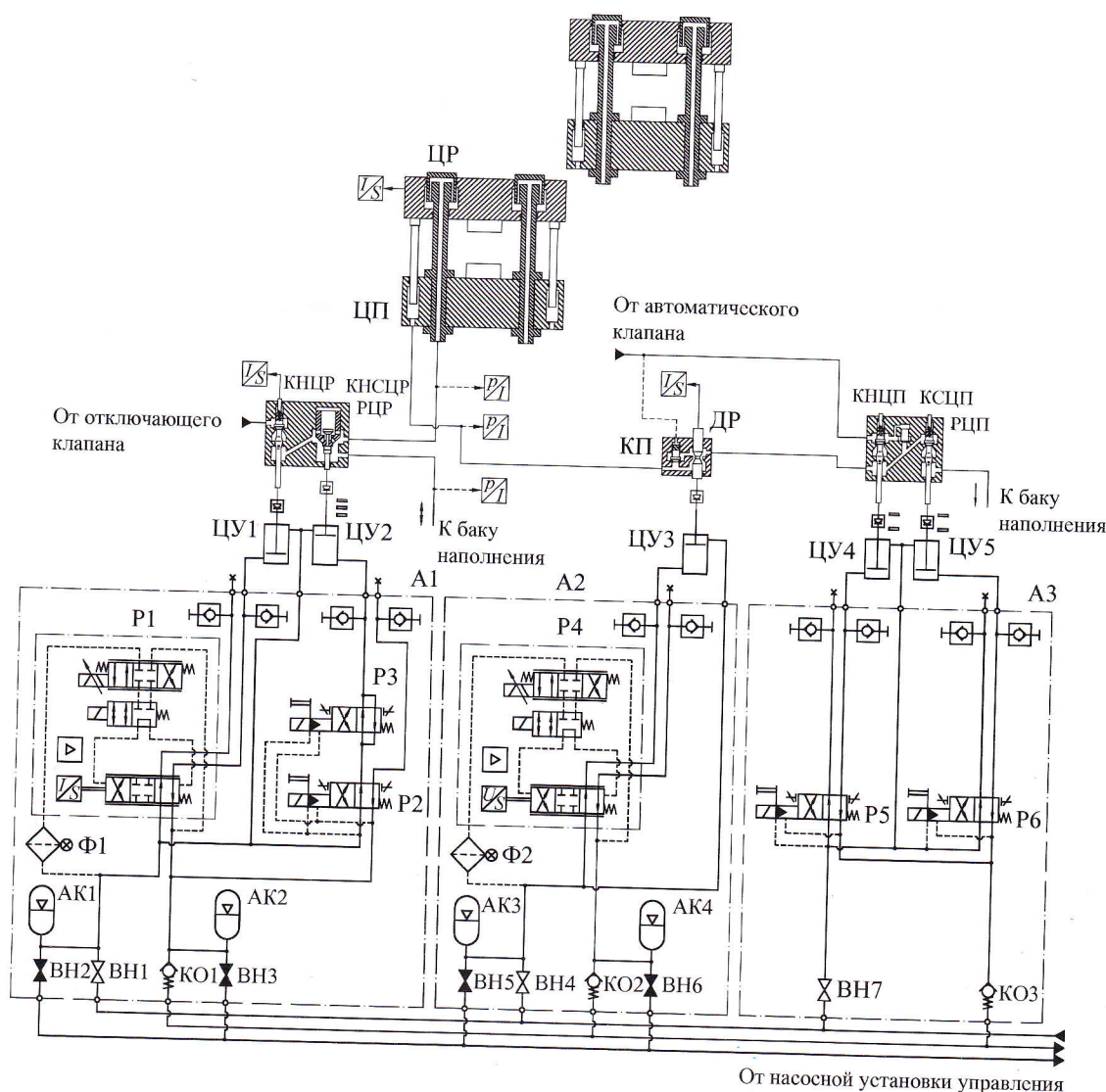


Рис. 1. Фрагмент принципиальной гидравлической схемы модернизированной электрогидравлической системы управления пресса НШ-130:

Ф1, Ф2 – фильтры; АК1–АК4 – пневмогидравлические аккумуляторы; КО1–КО3 – обратные клапаны; ВН1–ВН7 – краны

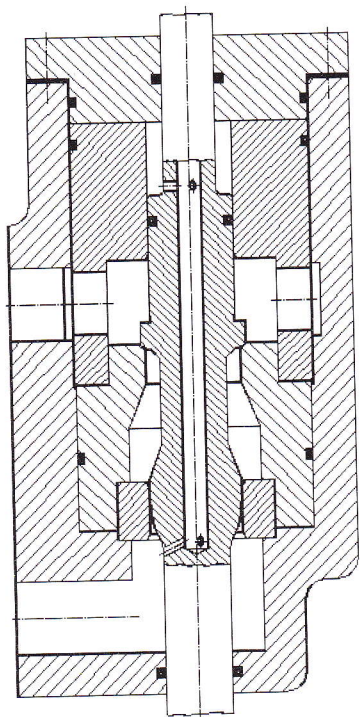


Рис. 2. Конструктивная схема запорно-регулирующего клапана модернизированной электрогидравлической системы управления пресса НП-130

Для исключения чрезмерного повышения давления в полости подъемного гидроцилиндра при заперении в ней рабочей жидкости (воды) дросселем ДР параллельно последнему установлен предохранительный клапан КП, поджим запорного элемента которого к седлу осуществляется не пружиной, а жидкостью высокого давления из напорной гидролинии пресса.

Напорный клапан двухклапанных гидрораспределителей рабочих гидроцилиндров, являющийся запорно-регулирующим, выполнен в соответствии с конструктивной схемой, показанной на рис. 2. Он имеет разнесенные в пространстве запорную и регулируемую части, что способствует повышению срока службы клапанной пары до нарушения ее герметичности.

Клапан выполнен без разгрузочного элемента и характеризуется размерами, выбранными исходя из условия удовлетворения следующих требований:

1) при закрытом проходном сечении клапана напряжения на поверхности контакта запорной фаски ЗРЭ и уплотнительной фаски седла, создаваемые под действием силы давления рабочей жидкости на ЗРЭ, являются достаточными для обеспечения герметичного разделения входного и выходного каналов клапана и в то же время не превосходят значение напряжений, допустимое из условия прочности контактирующих поверхностей;

2) при открытом проходном сечении клапана сила, действующая на ЗРЭ со стороны рабочей жидкости,

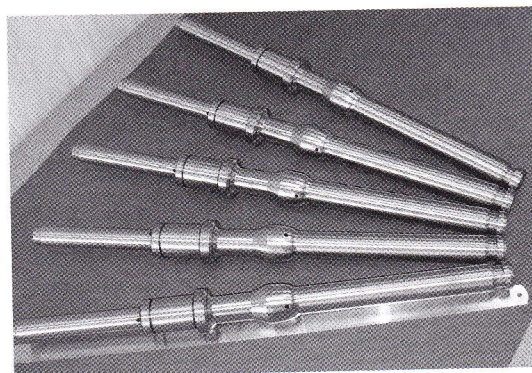


Рис. 3. Запорно-регулирующие элементы для напорных клапанов гидрораспределителей рабочих гидроцилиндров пресса НП-130

является достаточной для перемещения ЗРЭ в направлении седла до соприкосновения с ним (с преодолением соответствующих сил сопротивления) [2].

Запорно-регулирующий элемент (рис. 3) рассматриваемых клапанов имеет два штока, один из которых (расположен со стороны регулирующего пояска, спрофилированного соответствующим образом [2]) соединен со штоком гидроцилиндра управления, а другой (расположен со стороны запорной фаски и направляющей части) используется для контроля текущего положения, занимаемого ЗРЭ.

Для контроля текущего положения запорно-регулирующего элемента каждого из напорных клапанов рабочих гидроцилиндров и каждого из регулируемых дросселей и организации местной (локальной) обратной связи по положению этого ЗРЭ перечисленные устройства оснащены датчиками положения.

Подвижный элемент датчика положения соединен с соответствующим штоком ЗРЭ, а корпус датчика — с корпусом гидроаппарата (клапана или дросселя). Местная обратная связь по положению ЗРЭ гидроаппарата организована с использованием электронного усилителя (в состав которого входит пропорционально-интегральный регулятор — ПИ-регулятор) для повышения быстродействия системы управления подвижной траверсой в целом.

Изменение положения запорно-регулирующего (запорного) элемента каждого из вышеупомянутых клапанов и регулируемых дросселей осуществляется с помощью индивидуального гидроцилиндра управления двухстороннего действия с односторонним штоком ЦУ1, ..., ЦУ5, работающего на масле. Шток гидроцилиндра управления соединен с запорно-регулирующим (запорным) элементом без зазора в их осевом направлении шарнирным соединением специальной конструкции (рис. 4), компенсирующим в определенной степени несовпадение осей соединяемых деталей.

Диаметры поршня и штока гидроцилиндров управления выбраны таким образом, чтобы при прочих равных условиях обеспечивались минимальные значения времени перемещения запорно-регулирующего

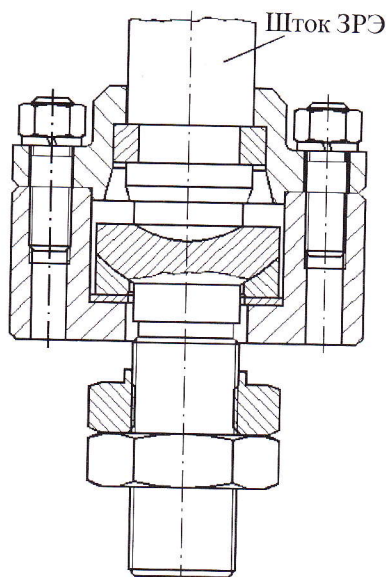


Рис. 4. Шарнирное соединение штоков запорно-регулирующего элемента клапана (регулируемого дросселя) и гидроцилиндра управления

шего (запорного) элемента клапана (дросселя) из одного крайнего положения в другое [3], а при закрытом с помощью гидроцилиндра управления проходном сечении клапана контактные напряжения между запорными фаской и кромкой запорно-регулирующего (запорного) элемента и его седла не превосходили допустимое значение, рекомендуемое для используемых материалов.

Для управления гидроцилиндрами привода запорных элементов наполнительно-сливных клапанов рабочих гидроцилиндров и напорного и сливного клапанов подъемных гидроцилиндров используются направляющие гидрораспределители Р2, Р5, Р6 с настраиваемой величиной хода золотника выходного каскада в обе стороны.

Для обеспечения пониженной скорости открытия проходного сечения наполнительно-сливного клапана (а точнее разгрузочного клапана последнего) на начальном этапе после окончания рабочего хода пресса (для снижения пиков давления в наполнительно-сливной гидролинии) применяется дополнительный направляющий гидрораспределитель Р3, используемый как дроссель с двумя уровнями настройки.

Для управления гидроцилиндрами привода ЗРЭ напорных клапанов рабочих гидроцилиндров и регулируемых дросселей используются гидрораспределители Р1, Р4 с пропорциональным электрическим управлением отказобезопасного исполнения серии D680 фирмы MOOG.

Эти гидрораспределители имеют высокие динамические характеристики и содержат встроенный электронный блок управления, внутреннюю электрическую обратную связь по положению золотника выходного каскада и дополнительный направляющий гид-

рораспределитель с электрическим управлением, с помощью которого в аварийных ситуациях полости под торцами золотника выходного каскада изолируются от исполнительных гидролиний управляющего каскада и сообщаются между собой. В указанном случае золотник выходного каскада пропорционального гидрораспределителя, примененного в гидросистеме пресса, под действием пружины занимает установленное крайнее положение.

Благодаря возможности бесступенчатого изменения площади проходного сечения напорных клапанов рабочих гидроцилиндров и регулируемых дросселей от нуля до максимума (соответствующими гидроцилиндрами управления), обеспечиваются регулирование скоростей движения краев подвижной траверсы (вдоль осей рабочих и подъемных гидроцилиндров) и, соответственно, скорости поступательного движения траверсы в целом и устранение перекоса траверсы относительно горизонтальной плоскости во время рабочего хода (с помощью напорных клапанов рабочих гидроцилиндров) при холостом ходе и подъеме (с помощью регулируемых дросселей).

Электрогидравлическая система управления пресса выполнена таким образом, что в исходном состоянии (при отсутствии управляющих сигналов на изменение положения подвижной траверсы) и в аварийных ситуациях проходные сечения напорных клапанов рабочих гидроцилиндров и напорного и сливного клапанов подъемных гидроцилиндров являются закрытыми, а проходные сечения наполнительно-сливных клапанов рабочих гидроцилиндров и регулируемых дросселей ДР являются открытыми. Благодаря этому (при исправных клапанах) обеспечиваются остановка и удержание подвижной траверсы пресса в произвольном положении при давлении в полостях рабочих гидроцилиндров, находящемся на уровне давления в баках наполнения.

Измерение перемещения в вертикальном направлении четырех контрольных точек подвижной траверсы пресса, расположенных попарно симметрично относительно горизонтальных продольной и поперечной осей траверсы, осуществляется с помощью четырех датчиков перемещения, рассчитанных на полную величину хода подвижной траверсы. Дополнительно контроль перекоса траверсы производится двухосевым датчиком угла наклона.

При подаче команды на перемещение траверсы с заданной скоростью  $v_3$  сигнал  $U_k$ , поступающий с выхода контроллера на вход электронного усилителя каждого пропорционального гидрораспределителя, используемого при выполнении текущей операции, в соответствии с принятым алгоритмом управления складывается:

– из сигнала  $U_c$ , необходимого для обеспечения перемещения траверсы с заданной скоростью  $v_3$  в соответствии с экспериментальными данными, полученными в процессе пусконаладочных работ для некоторой тестовой ситуации;

– из сигнала, пропорционального с коэффициентом усиления  $k_{o.c}$  расхождению между координатой  $z_3$ , которую в текущий момент времени  $t$  должна иметь контрольная точка подвижной траверсы при условии ее движения с заданной скоростью  $v_3$  с момента начала движения траверсы после подачи текущей команды на ее перемещение, и фактической (фиксируемой с помощью соответствующего датчика перемещения) текущей координатой  $z_\phi$  данной контрольной точки траверсы в тот же момент времени:

$$k_{o.c}(z_3 - z_\phi);$$

– из сигнала, пропорционального с коэффициентом усиления  $k_{и}$  интегралу по времени  $t$  от разности ( $z_3 - z_\phi$ ):

$$k_{и} \int_0^t (z_3 - z_\phi) dt.$$

На вход встроенного электронного блока управления пропорционального гидрораспределителя управляющий сигнал  $U_y$  с выхода электронного усилителя поступает, будучи дополнительно скорректированным в электронном усилителе с учетом текущей координаты  $y_{ЗРЭ}$  ЗРЭ соответствующего регулирующего гидроаппарата (напорного клапана рабочего гидроцилиндра или регулируемого дросселя), по которой организована местная отрицательная обратная связь:

$$U_y = U_k - k_{o.c.m} y_{ЗРЭ} + k_{и.м} \int_0^t (U_k - k_{o.c.m} y_{ЗРЭ}) dt,$$

где  $U_k$  – сигнал, поступающий на вход электронного усилителя с выхода контроллера,

$$U_k = U_c + k_{o.c}(z_3 - z_\phi) + k_{и} \int_0^t (z_3 - z_\phi) dt;$$

$k_{o.c.m}$  – коэффициент усиления местной обратной связи по положению ЗРЭ соответствующего регулирующего гидроаппарата (напорного клапана рабочего гидроцилиндра или регулируемого дросселя);  $k_{и.м}$  – коэффициент усиления интегрирующего звена ПИ-регулятора, входящего в состав электронного усилителя.

Очевидно, что при выбранных параметрах компонентов электрогидравлической системы управления подвижной траверсой пресса характеристики ее работы в целом существенно зависят от значений коэффициентов  $k_{o.c}$ ,  $k_{и}$ ,  $k_{o.c.m}$  и  $k_{и.м}$ .

Определение оптимальных значений этих коэффициентов опытным путем в процессе пусконаладочных работ при отсутствии какой-либо исходной информации об области их существования является трудоемкой задачей и может потребовать больших затрат времени.

В связи с этим на этапе проектирования системы управления траверсой пресса проведено математиче-

ское моделирование этой системы с использованием программного комплекса ПРАНС-ПК (Проектирование Автоматизированное Неоднородных Систем на Персональном Компьютере), разработанного в Национальном техническом университете Украины "КПИ" коллективом под руководством А.И. Петренко [4].

При математическом моделировании системы управления ее рассматривали как систему с сосредоточенными параметрами, работающую при постоянных значениях давления рабочей жидкости в напорных гидролиниях гидропривода пресса и гидросистемы управления, а также в баках наполнения.

Учитывали только потери давления на гидроаппаратах, используемых для осуществления регулирующих функций на текущем этапе работы пресса. При этом зависимость площади проходного сечения регулирующего гидроаппарата от положения (координаты) его ЗРЭ принимали в соответствии с чертежной документацией, а коэффициент гидравлического сопротивления считали постоянным.

Учитывали ограничение перемещения ЗРЭ каждого регулирующего гидроаппарата соответствующими упорами. Связь между управляющим электрическим сигналом, поступающим на вход электронного блока управления пропорционального гидрораспределителя, и перемещением золотника его выходного каскада (при условии, что золотник не сместился до упора) представляли в виде дифференциального уравнения второго порядка (с учетом параметров реальной амплитудно-фазовой частотной характеристики гидрораспределителя).

Сжимаемость учитывали только для жидкости, находящейся в рабочих полостях гидроцилиндров привода подвижной траверсы и присоединенных к ним гидролиниях. Податливость металлоконструкций пресса не учитывали.

С учетом требований, предъявляемых к системе управления пресса, в качестве критерия оптимизации при проведении имитационного моделирования приняли следующий интегральный критерий:

$$F = k_m \int_0^t (\varphi^2 + \psi^2) dt,$$

где  $k_m$  – масштабный коэффициент;  $\varphi$ ,  $\psi$  – углы поворота подвижной траверсы пресса из горизонтального положения относительно ее продольной и поперечной горизонтальных осей соответственно.

Оптимальные по критерию  $F$  значения коэффициентов  $k_{o.c}$ ,  $k_{и}$ ,  $k_{o.c.m}$  и  $k_{и.м}$  помимо параметров пресса (включая неизменяемые параметры системы управления подвижной траверсой) в определенной степени зависят и от условий его работы.

Основной причиной возникновения перекоса подвижной траверсы относительно горизонтальной плоскости является несимметричность действующих на траверсу сил. В наибольшей степени эта несиммет-

ричность проявляется во время рабочего хода траверсы и, главным образом, связана с установкой заготовки на нижний штамп со смещением вдоль продольной горизонтальной оси пресса (вдоль оси передвижения стола пресса).

Отсутствие перекоса подвижной траверсы во время рабочего хода при наличии эксцентричной нагрузки обеспечивается созданием рабочими гидроцилиндрами различных сил при равенстве скоростей перемещения их корпусов, а именно: чем ближе ось рабочего гидроцилиндра к линии действия результирующей силы сопротивления штампуемого изделия деформации, тем большую силу данный гидроцилиндр должен развивать по сравнению с другими гидроцилиндрами и наоборот.

Поскольку максимальная сила, которая может создавать рабочий гидроцилиндр пресса, ограничена, то с увеличением эксцентриситета нагрузки при прочих равных условиях наибольшая сила, которую может создавать пресс без перекоса подвижной траверсы, уменьшается.

Согласно расчетным данным при смещении линии действия результирующей силы сопротивления штампуемого изделия деформации относительно вертикальной оси симметрии пресса вдоль продольной или поперечной горизонтальных осей пресса на величину, составляющую 0,1 от расстояния между вертикальными осями рабочих гидроцилиндров соответственно в продольном или поперечном направлениях, максимальная сила, которую может создавать пресс, снижается на 16,67 %.

Таким образом, при штамповке несимметричных изделий штамп и матрица для их изготовления должны крепиться на прессе так, чтобы линия действия результирующей силы сопротивления штампуемого изделия деформации совпадала с вертикальной осью симметрии рабочих гидроцилиндров пресса.

Предварительные расчеты показали, что критерий  $F$  и максимальные значения углов  $\varphi$  и  $\psi$  при прочих равных условиях увеличиваются с ростом по модулю скорости изменения  $(dM/dt)$  и изменения  $\Delta M$  вращающего момента  $M$ :

$$M = R \cdot e,$$

где  $R$  – вертикальная составляющая результирующей силы сопротивления перемещению подвижной траверсы;  $e$  – расстояние от линии действия силы  $R$  до вертикальной оси симметрии рабочих гидроцилиндров пресса.

Поэтому решение задачи оптимизации целесообразно проводить для случая максимально возможных в реальных условиях эксплуатации пресса значений  $dM/dt$  и  $\Delta M$ .

Самые крупные слябы, штампуемые в настоящее время на прессе НП-130, изготавливают из цилиндрической заготовки диаметром 740 мм и длиной 1150 мм и

имеют размеры в плане (определяемые размерами используемых штампов):  $1600 \times 1070$  мм<sup>2</sup>.

В научно-техническом центре ОАО "Корпорация ВСМПО-АВИСМА" с использованием комплекса программ DEFORM-3D выполнено моделирование процесса штамповки на прессе НП-130 слябов вышеуказанных размеров из титанового сплава ВТ22 при наличии начального смещения заготовки вдоль продольной оси пресса относительно положения, при котором зазоры между торцами заготовки и соответствующими вертикальными стенками штампа являются одинаковыми, для случая движения подвижной траверсы пресса во время рабочего хода без перекоса.

Согласно полученным результатам после сопоставления материала заготовки с вертикальной стенкой штампа, в сторону которой была смещена заготовка при ее укладке на нижний штамп, происходит интенсивное увеличение результирующей силы сопротивления заготовки деформации и расстояния между линией ее действия и вертикальной осью штампов.

Для решения задачи определения оптимальных значений коэффициентов  $k_{o.c.}$ ,  $k_{и.}$ ,  $k_{o.c.м}$  и  $k_{и.м}$  приняли следующие экстремальные условия нагружения пресса: результирующая сила сопротивления изделия прессованию, действующая со смещением относительно вертикальной оси симметрии рабочих гидроцилиндров пресса, равным 400 мм вдоль продольной горизонтальной оси пресса, за время около 0,5 с увеличивается на 170 МН (при заданной номинальной скорости рабочего хода подвижной траверсы:  $v_3 = 25$  мм/с). Далее данный случай нагружения пресса называется первым.

При решении задачи оптимизации использовали метод переменного порядка с формулой Бройдена–Флетчера–Гольтфарба–Шанно [5], реализованный (наряду с другими методами оптимизации), в программном комплексе ПРАНС-ПК.

Результаты оптимизации представлены в таблице.

На рис. 5 приведены расчетные графики переходных процессов по углу  $\psi$  поворота подвижной траверсы пресса из горизонтального положения относительно ее поперечной горизонтальной оси, скорости движения  $v$  центральной точки подвижной траверсы и перемещению  $u_{ЗРЭ}$  ЗРЭ напорных клапанов рабочих гидроцилиндров для вышеуказанного варианта нагружения пресса (начало нагружения соответствует моменту времени 0,25 с) при оптимальных значениях коэффициентов  $k_{o.c.}$ ,  $k_{и.}$ ,  $k_{o.c.м}$  и  $k_{и.м}$  (см. таблицу).

В соответствии с полученными результатами максимальный перекося подвижной траверсы относительно горизонтальной плоскости не превышает  $0,62 \cdot 10^{-3}$  рад или 0,62 мм/м (см. рис. 5, а). Согласно техническому заданию на модернизацию системы управления подвижной траверсой пресса это значение по модулю не должно превышать 1 мм/м и, таким образом, является приемлемым.

**Оптимальные по критерию  $F$  значения варьируемых параметров модернизированной электрогидравлической системы управления пресса при различных условиях эксцентричного нагружения подвижной траверсы**

№ п/п	Условия работы пресса	$k_{o,c}$ , В/мм	$k_{и}$ , В/(мм·с)	$k_{o,c,m}$ , В/мм	$k_{и,m}$ , 1/с
1	Изменение суммарной силы сопротивления изделия прессованию, действующей с эксцентриситетом 400 мм вдоль продольной горизонтальной оси пресса, за время около 0,5 с от нуля до 170 МН (при скорости рабочего хода подвижной траверсы 25 мм/с)	1,453	3,001	0,235	0,587
2	Скачкообразное изменение* силы сопротивления, приходящейся на один из рабочих гидроцилиндров пресса, на 10 МН	1,602	3,197	0,361	0,202
3	Синусоидальное изменение* силы сопротивления, приходящейся на один из рабочих гидроцилиндров пресса, с амплитудой 10 МН и частотой 1 Гц	1,862	0,242	0,247	0,209

\* При скорости рабочего хода подвижной траверсы 25 мм/с и предшествующем значении равномерно распределенной суммарной силы сопротивления изделия прессованию, равном 160 МН.

Скорость движения центральной точки подвижной траверсы во время переходного процесса (см. рис. 5, б) находится в интервале 5,16...37,63 мм/с (т.е. отклонение указанной скорости от ее рабочего значения 25 мм/с составляет до 79%), что связано, главным образом, с высокой скоростью изменения давления в рабочих гидроцилиндрах для рассматриваемого расчетного случая и большим объемом рабочей жидкости в полостях этих гидроцилиндров и присоединенных к ним гидролиниях.

Из графиков перемещения ЗРЭ напорных клапанов рабочих гидроцилиндров (см. рис. 5, в, г) видно, что проходные сечения напорных клапанов, управляющих парой более нагруженных рабочих гидроцилиндров, в течение некоторого отрезка времени открываются на максимальную величину, определяемую полным ходом этих ЗРЭ.

При имеющейся ограниченной пропускной способности напорных клапанов рабочих гидроцилиндров пресса НП-130 динамические характеристики системы управления его подвижной траверсой в неко-

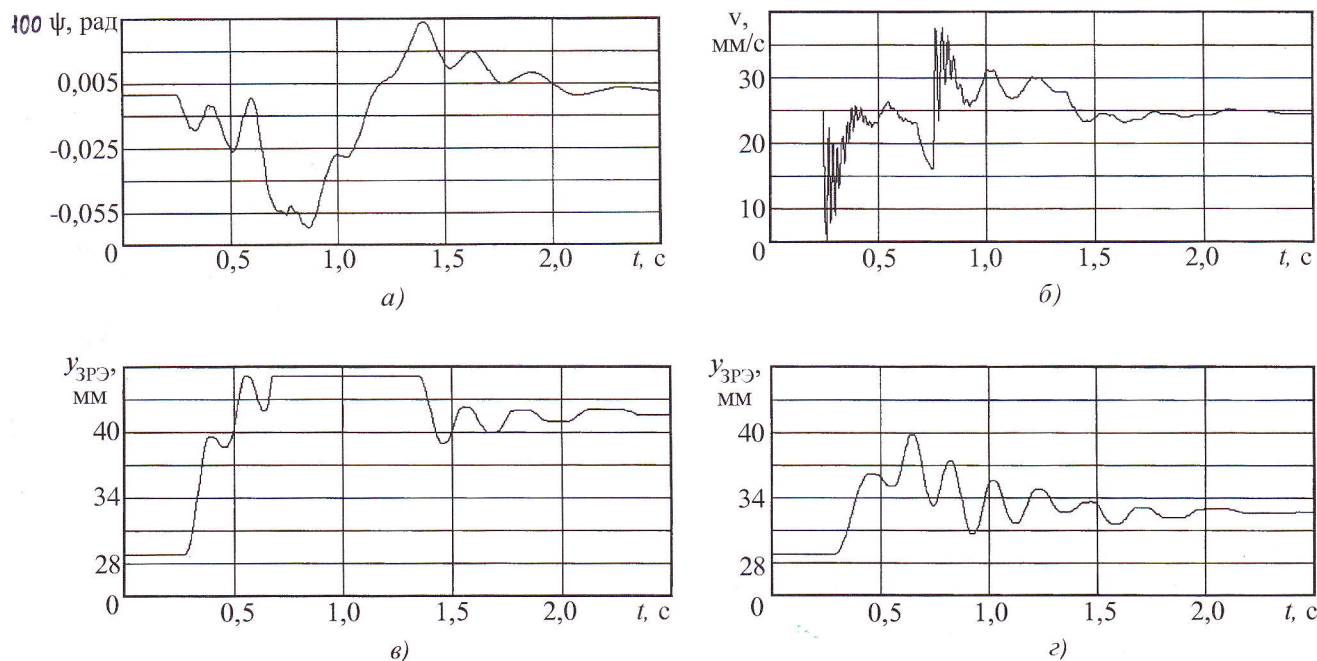


Рис. 5. Графики переходных процессов по углу поворота  $\psi$  подвижной траверсы пресса (а), скорости движения  $v$  центральной точки подвижной траверсы (б) и перемещению  $y_{ЗРЭ}$  ЗРЭ напорных клапанов рабочих гидроцилиндров, управляющих парой более нагруженных (в) и менее нагруженных (г) гидроцилиндров, для первого случая нагружения (см. таблицу)

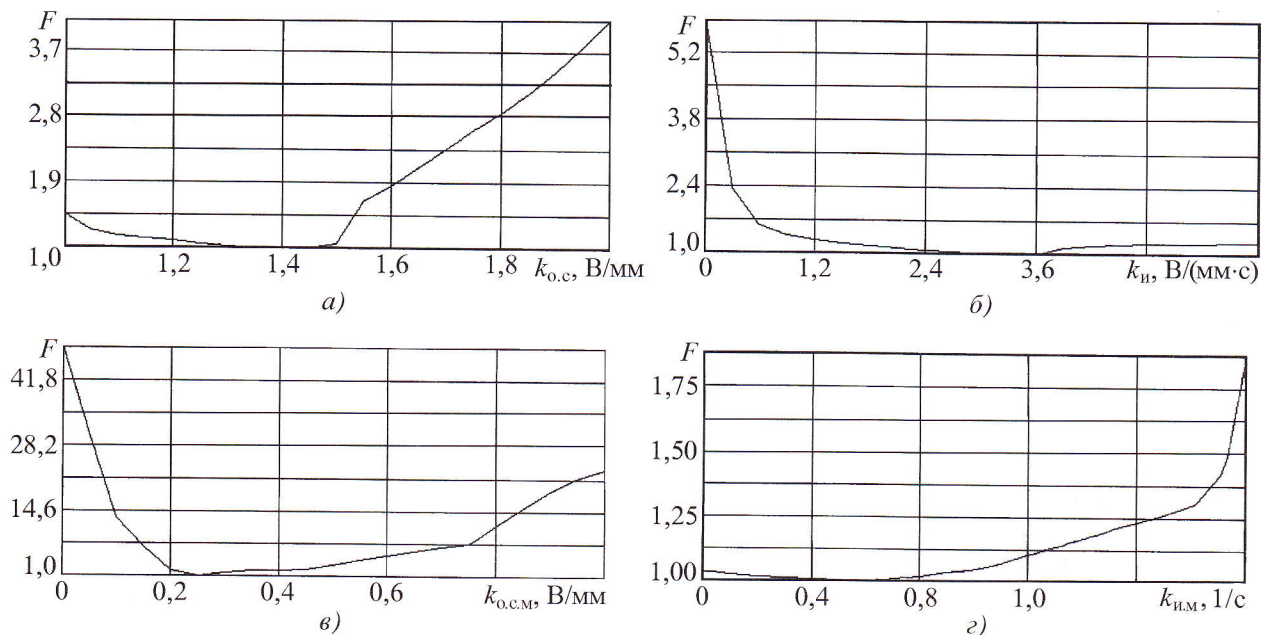


Рис. 6. Зависимость принятого критерия оптимизации  $F$  от коэффициентов  $k_{0.c}$  (а),  $k_n$  (б),  $k_{0.c.m}$  (в) и  $k_{n.m}$  (г) для первого случая нагружения (см. таблицу)

торой степени могут быть улучшены путем введения обратной связи по скорости изменения давления в полостях рабочих гидроцилиндров [6].

Для определения влияния оптимизируемых параметров  $k_{0.c}$ ,  $k_n$ ,  $k_{0.c.m}$  и  $k_{n.m}$  на принятый критерий оптимизации  $F$  провели многовариантный анализ, в ходе которого при установленных оптимальных значениях трех из указанных варьируемых параметров выполнили расчет переходных процессов в динамической системе пресса и соответствующего критерия  $F$  при различных значениях четвертого варьируемого параметра для одинаковых временных интервалов.

Результаты многовариантного анализа представлены на рис. 6. Из графиков видно, что при фиксированных условиях нагружения пресса вблизи оптимального значения каждого из варьированных параметров существует определенная зона, в пределах которой изменение параметра не оказывает существенного влияния на принятый критерий оптимизации  $F$ .

Для получения представления о том, насколько условия эксцентричного нагружения пресса влияют на оптимальные значения коэффициентов  $k_{0.c}$ ,  $k_n$ ,  $k_{0.c.m}$  и  $k_{n.m}$ , в таблице приведены значения последних, полученные в результате моделирования еще для двух случаев нагружения: для случая скачкообразного увеличения нагрузки на один из рабочих гидроцилиндров на 10 МН (далее этот расчетный случай называется вторым) и для случая синусоидального изменения нагрузки на один из рабочих гидроцилиндров с амплитудой 10 МН и частотой 1 Гц (далее этот расчетный случай называется третьим).

Наиболее существенное расхождение оптимальных значений, соответствующих различным условиям

нагружения, наблюдается для коэффициента  $k_n$ . При этом для первого и второго случаев нагружения пресса оптимальные значения коэффициента  $k_n$  близки друг к другу и более чем на порядок превышают значение данного коэффициента, оптимальное для третьего случая нагружения.

Данный результат объясняется тем, что при синусоидальном изменении нагрузки ее среднее значение остается неизменным, и, следовательно, для поддержания заданной скорости движения траверсы среднее значение управляющего сигнала  $U_k$  на выходе контроллера также практически не должно изменяться.

При увеличении силы сопротивления перемещению траверсы, что характерно для первого и второго случаев нагружения, для обеспечения движения траверсы с заданной скоростью при прочих равных условиях необходимо увеличение площади проходного сечения напорных клапанов рабочих гидроцилиндров.

Это достигается увеличением смещения (координаты)  $u_{ЗРЭ}$  ЗРЭ соответствующего клапана относительно его седла вследствие роста до определенного значения сигнала  $U_k$  на выходе контроллера, что при фиксированном задающем сигнале  $U_c$ , стремящемся к нулю текущей погрешности ( $z_3 - z_{ф}$ ) и минимальном значении критерия оптимизации  $F$  возможно только благодаря работе интегратора погрешности с повышенным значением коэффициента  $k_n$ .

С учетом результатов многовариантного анализа, проведенного для трех случаев нагружения, в качестве стартовых при проведении пусконаладочных работ модернизированной электрогидравлической системы управления пресса выбраны следующие значения

варьируемых параметров:  $k_{0,c} = 1,45$  В/мм;  $k_{и} = 0,6$  В/(мм·с);  $k_{0,c,m} = 0,36$  В/мм;  $k_{и,m} = 0,2$  1/с.

Проведенное на этапе проектирования моделирование работы пресса НП-130 с модернизированной электрогидравлической системой управления позволило:

– получить представление о работоспособности этой системы (в пределах принятых при моделировании допущений и упрощений), а также ее возможности при переменной эксцентричной нагрузке обеспечить движение подвижной траверсы с перекосами относительно горизонтальной плоскости, находящимися в пределах, предусмотренных техническим заданием;

– определить стартовое значение вектора коэффициентов обратной связи, что должно способствовать снижению трудоемкости пусконаладочных работ.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Гидравлические** прессы. Некоторые конструкции и расчеты / под ред. Б.П. Васильева. М.: Машиностроение, 1966. 436 с.

2. **Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.** К вопросу проектирования запорно-регулирующих клапа-

нов гидроприводов прессов // Приводная техника. 2007. № 2. С. 26–31.

3. **Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Гойдо М.Е.** и др. Байпасный клапан для пульсаторного гидропривода радиально-ковочной машины // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2003. № 4. С. 35–40.

4. **Автоматизированное** проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; под общ. ред. С.А. Ермакова. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.

5. **Петренко А.И., Ладогубец В.В., Чкалов В.В.** Оптимальное схемотехническое проектирование в машиностроении: учеб. пособие. Киев: УМК ВО, 1989. 164 с.

6. **Пат. 2206804 (RU).** Способ регулирования контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя электрогидравлического следящего привода / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // Опубл. в БИ. 2003. № 17.

*Максим Ефимович Гойдо, канд. техн. наук;  
Валерий Владимирович Бодров, канд. техн. наук;  
Рамиль Мерсеитович Багаутдинов, генеральный директор*

А.С. Езжев, В.Г. Ковалёв, А.Н. Лёгких (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

## Формование наружной резьбы на трубных заготовках

*Изложен новый способ формования наружной резьбы на трубных заготовках, выполнен теоретический анализ напряженно-деформированного состояния в заготовке и представлена опытная резьба.*

*The new method of external thread forming on tubal workpieces is stated, the theoretical analysis of mode of deformation in workpiece is executed and the experimental thread presented.*

На заготовках в виде стержня в условиях серийного и массового производства винтов и болтов резьбы обычно изготавливают методом накатки плоскими плашками или роликами с обеспечением точности 6–9 качества. При формовании резьбы накаткой на трубных заготовках даже с оправкой из-за их малой жесткости профиль резьбы или полностью не формируется или получается с большими погрешностями формы и размеров, которые не удовлетворяют требованиям чертежа.

Для обеспечения качества предпочтительно в этом случае использовать процесс холодного объемного формования, при котором получают высокие показатели качества по точности размеров и качеству поверхности.

Теоретически возможны следующие способы формования резьбы:

1) одновременное формование по всей поверхности (периметру и длине);

2) постепенное формование.

В первом случае возникают наибольшее напряжение формования и связанные с этим трудности. С учетом сложности контура изделия (малые радиусы на вершине гребешка резьбы и необходимость достижения большой логарифмической степени деформации  $e > 1,3$ ) возникает сомнение, что этим способом можно получить полный профиль резьбы при любых условиях.

По второму способу, учитывая возможности изготовления качественной резьбы способами накатки, можно предложить почти такое же, как и при накатке, формование резьбы – поэтапное постепенное формование резьбы по всему диаметру заготовки с частичным или полным снятием напряжения в очаге дефор-