

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ

научно-технический журнал





Журнал индексируется системами РИНЦ и Google Scholar.
Сведения о журнале публикуются в международной системе «Ulrich's Periodicals Directory»

Редакционная коллегия

Главный научный редактор

Корчунов А.Г. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, профессор, доктор технических наук.

Заместитель главного научного редактора

Анцупов В.П. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, профессор, доктор технических наук.

Бобарикин Ю.Л. – Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, доцент, кандидат технических наук, г. Гомель, Республика Беларусь.

Горбатюк С.М. – Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (Университет науки и технологий МИСиС), профессор, доктор технических наук.

Кузьминов А.Л. – Череповецкий государственный университет, профессор, доктор технических наук.

Раскатов Е.Ю. – Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, профессор, доктор технических наук.

Томило В.А. – Белорусский национальный технический университет, профессор, доктор технических наук, г. Минск, Республика Беларусь.

Ответственный редактор

Слободянский М.Г. – Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, доцент, кандидат технических наук.

Журнал основан в 2012 г.
Периодичность выхода – 2 номера в год.

Адрес издателя:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. К. Маркса, 45/2,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
издательский центр.

Адрес типографии:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. Ленина, 38,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
участок оперативной полиграфии.

Выход в свет 28.12.2024. Заказ 353.
Тираж 300 экз.

Фотография реверсивного стана ДУО на обложке журнала предоставлена лабораторией «Механика градиентных наноматериалов им. А.П. Жилиева»

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов
О быстроходности ковочного прессы с насосно-аккумуляторным гидроприводом

3

Ю.А. Извеков, М.А. Полякова
Новые подходы к оценке и управлению качеством металлургической отрасли

10

В.В. Столяров
Особенности испытаний на растяжение ультрамелкозернистых материалов

14

М.П. Шишкарёв
Показатели способов настройки адаптивных фрикционных муфт

21

К.Г. Пивоварова, А.Г. Корчунов, Д.П. Канаев, А.Ю. Столяров
Использование методов робастного проектирования при определении режимов механотермической обработки высокопрочной стальной арматуры для железобетонных шпал

29

В.М. Беспалов, С.Б. Сидельников, Д.С. Ворошилов, В.А. Бернгардт, Д.Б. Дармажапов
Совершенствование инструментальной оснастки опытно-промышленной установки совмещенного литья и прокатки-прессования алюминиевых сплавов

41

M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov
About the speed of a forging press with a pump-accumulator hydraulic drive

3

Yu.A. Izvekov, M.A. Polyakova
New approaches to assessment and quality management in the metallurgical industry

10

V.V. Stolyarov
Features of tensile testing of ultra-fine-grained materials

14

M.P. Shishkarev
Indicators of the configuration methods adaptive friction couplings

21

K.G. Pivovarova, A.G. Korchunov, D.P. Kanaev, A.Yu. Stolyarov
Using robust design methods to determine thermal-mechano-processing modes for high-strength steel reinforcement for reinforced concrete sleepers

29

V.M. Bepalov, S.B. Sidelnikov, D.S. Voroshilov, V.A. Bernhardt, D.B. Darmazhapov
Improvement of tooling equipment of an experimental industrial installation for combined casting and rolling-pressing of aluminum alloys

41



УДК 621.979-82

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов
ООО «Уральский инжиниринговый центр»,
г. Челябинск, Россия
E-mail: goido@cheltec.ru
Дата поступления 21.10.2024

О БЫСТРОХОДНОСТИ КОВОЧНОГО ПРЕССА С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Аннотация

Приведена информация о расчетах, проводимых в ООО «Уральский инжиниринговый центр» при анализе возможности увеличения быстроходности ковочного пресса с насосно-аккумуляторным гидроприводом в соответствии с требованиями технического задания заказчика на проведение модернизации гидросистемы и системы управления пресса. Рассмотрено влияние приведенной к подвижной траверсе пресса массы рабочей жидкости, находящейся в гидроцилиндрах и соединенных с ними трубопроводах, на характер и продолжительность переходных процессов в гидроприводе.

Ключевые слова: гидравлические ковочные прессы, рабочий цикл, быстроходность, насосно-аккумуляторный гидропривод, расчеты.

Введение

Одной из основных характеристик работы гидравлического ковочного пресса является его быстроходность, определяемая как число $n_{р.х}$ рабочих ходов в единицу времени (обычно в минуту). От быстроходности пресса в значительной степени зависит производительность ковочного комплекса, в который, помимо самого пресса, входят нагревательные печи, устройства подачи на пресс заготовок из печей и транспортировки с пресса откованных изделий, ковочные манипуляторы. В связи с этим при формировании технического задания на проведение модернизации гидросистемы и системы управления ковочного пресса заказчик, как правило, задает повышенное значение числа рабочих ходов в единицу времени по сравнению с этой характеристикой, указанной в паспорте завода-изготовителя пресса, не всегда согласовывая при прочих равных условиях данный параметр с задаваемыми им же значениями скоростей выполнения холостого хода вниз, рабочего хода и подъема подвижной траверсы пресса.

Следует отметить, что повышение быстроходности пресса при неизменных

значениях холостого и рабочего ходов подвижной траверсы требует повышения скоростей движения последней и быстродействия управляющей гидроаппаратуры, что влечет за собой увеличение динамических нагрузок на металлоконструкции пресса и его гидросистему и, в конечном итоге, может негативно сказаться на их показателях надежности.

При этом необходимо иметь в виду, что задаваемые в техническом задании скорости движения $V_{х.х}$, $V_{р.х}$, $V_{п}$ соответственно холостого хода вниз, рабочего хода и подъема подвижной траверсы пресса следует рассматривать как средние скорости движения траверсы при выполнении указанных операций, поскольку при любом перемещении траверсы имеют место периоды ее разгона и торможения (а перемещения с постоянной скоростью практически не наблюдаются в силу кратковременности протекания каждого из вышеуказанных движений). Поэтому фактические максимальные значения скоростей движения подвижной траверсы на каждом из этапов рабочего цикла пресса будут больше заданных значений $V_{х.х}$, $V_{р.х}$, $V_{п}$.

В насосно-аккумуляторных гидроприводах подвижной траверсы ковочных

прессов с большими номинальными силами для управления потоками рабочей жидкости применяются гидрораспределители клапанного типа (по конструкции запорно-регулирующего элемента в соответствии с ГОСТ 17752-81 «Гидропривод объемный и пневмопривол. Термины и определения») [1 - 4]. Основными узлами таких гидрораспределителей являются запорно-регулирующие клапаны, посредством которых обеспечиваются сообщение или герметичное разобщение рабочей полости соответствующего гидроцилиндра с напорной (если клапан напорный) или сливной (если клапан сливной) гидролиниями гидросистемы пресса и плавное регулирование расхода рабочей жидкости между входным и выходным каналами клапана (и тем самым скорости движения подвижной траверсы пресса в том или ином направлении) от нуля (при полном перекрытии проходного сечения клапана) до некоторого максимального значения (при открытии проходного сечения клапана на максимальную величину).

Целью настоящей работы является изложение информации о расчетах, проводимых в ООО «Уральский инжиниринговый центр» с учетом затрат времени на изменение состояния запорно-регулирующих клапанов при анализе возможности увеличения быстроходности ковочного пресса с насосно-аккумуляторным гидроприводом в соответствии с требованиями технического задания заказчика на проведение модернизации гидросистемы и системы управления пресса.

Основная часть

При выполненииковки (протяжки) рабочий цикл пресса состоит из следующих этапов: холостой ход подвижной траверсы вниз, рабочий ход, разгрузка рабочих гидроцилиндров от повышенного давления, подъем подвижной траверсы. В ряде случаев после подъема подвижной траверсы требуется выдержка ее в течение некоторого промежутка времени $t_{\text{выд}}$ в поднятом состоянии для изменения положения заготовки посредством ковочного манипулятора.

Переход от одного этапа рабочего цикла пресса к другому осуществляется путем изменения состояния запорно-регулирующих клапанов гидрораспределителя управления подвижной траверсой и клапанов наполнения рабочих гидроцилиндров (в зависимости от исполнения пресса и используемой ступени усилия число этих гидроцилиндров может составлять от одного до трех), как правило, в следующей последовательности: открытие проходного сечения сливного клапана подъемных гидроцилиндров, закрытие проходных сечений сливных (разгрузочных) клапанов и клапанов наполнения рабочих гидроцилиндров, открытие проходных сечений напорных клапанов рабочих гидроцилиндров, закрытие проходных сечений напорных клапанов рабочих гидроцилиндров, открытие проходных сечений сливных (разгрузочных) клапанов рабочих гидроцилиндров, закрытие проходного сечения сливного клапана подъемных гидроцилиндров, после снижения давления в рабочих гидроцилиндрах до установленного уровня открытие проходных сечений клапанов наполнения рабочих гидроцилиндров и открытие проходного сечения напорного клапана подъемных гидроцилиндров, закрытие проходного сечения напорного клапана подъемных гидроцилиндров. При этом недопустимо открытие проходного сечения напорного клапана до полного закрытия проходного сечения сливного клапана, управляющего тем же гидроцилиндром или той же группой гидроцилиндров, и наоборот.

В предположении, что время закрытия и открытия проходного сечения каждого из клапанов одинаково и составляет порядка $t_{\text{кл}} = 0,1 \text{ с}$, а закрытие проходного сечения сливного клапана подъемных гидроцилиндров осуществляется в период разгрузки рабочих гидроцилиндров от повышенного давления, дополнительное суммарное время $t_{\text{с.кл}}$, необходимое для изменения состояния запорно-регулирующих клапанов гидрораспределителя управления подвижной траверсой и клапанов наполнения в течение одного рабочего цикла пресса, составляет $t_{\text{с.кл}} = 0,7 \text{ с}$. Таким обра-

зом, затраты времени на изменение состояния клапанов, используемых при управлении подвижной траверсой, могут составлять существенную долю от продолжительности рабочего цикла пресса (для сравнения: при $n_{p.x} = 20$ цикл/мин продолжительность $t_{p.ц}$ рабочего цикла составляет 3 с) и должны учитываться при прогнозировании ожидаемой быстроходности пресса.

Продолжительность разгрузки $t_{разгр}$ рабочих гидроцилиндров от повышенного давления зависит от многих факторов (давления в рабочих гидроцилиндрах в конце рабочего хода, приведенного коэффициента упругости металлоконструкций пресса и рабочей жидкости в полостях рабочих гидроцилиндров и присоединенных к ним гидролиниях, закона изменения коэффициента проводимости гидролинии, по которой происходит слив рабочей жидкости из рабочих гидроцилиндров в период их разгрузки от давления) и преимущественно составляет не менее $t_{разгр} = 0,3$ с.

С учетом вышеизложенного (при пренебрежении тем фактом, что во время открытия и закрытия проходных сечений запорно-регулирующих клапанов имеют место некоторые изменения положения подвижной траверсы пресса) продолжительность $t_{p.ц}$ рабочего цикла пресса может быть вычислена по формуле:

$$t_{p.ц} = t_{x.x} + t_{p.x} + t_{п} + t_{разгр} + t_{с.кл} + t_{выд},$$

где $t_{x.x}$, $t_{p.x}$, $t_{п}$ – продолжительности соответственно холостого хода, рабочего хода и подъема подвижной траверсы ($t_{x.x} = h_{x.x} / v_{x.x}$; $t_{p.x} = h_{p.x} / v_{p.x}$; $t_{п} = h_{п} / v_{п}$); $h_{x.x}$, $h_{p.x}$, $h_{п}$ – величины соответственно холостого хода, рабочего хода и подъема подвижной траверсы (обычно $h_{п} = h_{x.x} + h_{p.x}$).

Соответственно при измерении продолжительности $t_{p.ц}$ рабочего цикла пресса в секундах расчетное число $n_{p.x}$ рабочих ходов пресса в минуту составляет:

$$n_{p.x} = \frac{60}{t_{p.ц}}.$$

Следует отметить, что при работе пресса в режиме шлихтовки (проглаживания) проходное сечение напорного клапана

подъемных гидроцилиндров постоянно открыто (то есть рабочие полости этих гидроцилиндров постоянно соединены с напорной гидролинией пресса), а сливного клапана закрыто. Давление в рабочих гидроцилиндрах, используемых на этом режиме, в конце рабочего хода, как правило, относительно невелико. Поэтому управление подвижной траверсой пресса в указанном случае осуществляется с применением только напорного и сливного (разгрузочного) клапанов используемых рабочих гидроцилиндров путем поочередного закрытия проходного сечения одного из них и последующего открытия проходного сечения другого (проходное сечение клапана наполнения этих гидроцилиндров при выполнении шлихтовки закрыто). В связи с этим затраты времени на изменение состояния клапанов при работе пресса в режиме шлихтовки (проглаживания) значительно меньше по сравнению со случаем работы пресса в режимековки (протяжки).

При использовании насосно-аккумуляторного гидропривода суммарная подача Q_n насосов насосно-аккумуляторной станции (НАС), от которой осуществляется питание гидросистемы пресса рабочей жидкостью высокого давления, должна быть не меньше значения среднего расхода рабочей жидкости высокого давления, потребляемой от НАС за рабочий цикл пресса.

Как показывает практика, при работе пресса на нескольких ступенях усилия наибольшее необходимое значение Q_n соответствует случая работы пресса на его самой большой ступени усилия.

Для вычисления Q_n может использоваться следующая формула:

$$Q_n = \frac{A_{p.ц} h_{p.x} + A_{п.ц} h_{п} + V_{деф.p} + V_{деф.п}}{t_{p.ц}},$$

где $A_{p.ц}$, $A_{п.ц}$ – суммарные эффективные площади плунжеров (поршней) соответственно рабочих и подъемных гидроцилиндров подвижной траверсы пресса; $V_{деф.p}$, $V_{деф.п}$ – дополнительные суммарные объемы рабочей жидкости, которые подаются в рабочие и подъемные гидроцилиндры подвижной траверсы пресса и присоединенные к ним гидролинии в периоды

выполнения соответственно рабочего хода и подъема подвижной траверсы вследствие упругих деформаций нагружаемых при этом металлоконструкций пресса и сжимаемости рабочей жидкости.

Методика вычисления значения $V_{\text{деф}}$ подробно изложена в работе [2]. Следует отметить, что в некоторых случаях (например, при небольших рабочих ходах пресса) значение $(V_{\text{деф.р}} + V_{\text{деф.п}})$ может быть соизмеримо со значением $(A_{\text{р.ц}} h_{\text{р.х}} + A_{\text{п.ц}} h_{\text{п}})$ и даже превышать его.

В отличие от насосного гидропривода, при применении которого максимальные скорости установившегося движения подвижной траверсы пресса при выполнении рабочего хода и подъеме определяются суммарной подачей используемых насосов, в случае насосно-аккумуляторного гидропривода, который является гидроприводом с дроссельным управлением, максимальная скорость установившегося движения подвижной траверсы зависит от перепада давления на выходе НАС и в рабочих полостях гидроцилиндров и от пропускной способности гидролинии, по которой рабочая жидкость от НАС поступает в рабочие полости гидроцилиндров.

Для обеспечения хорошей регулируемости скорости движения подвижной траверсы в случае применения насосно-аккумуляторного гидропривода коэффициент проводимости вышеуказанной гидролинии без учета установленного в ней запорно-регулирующего клапана должен быть как можно больше коэффициента проводимости указанного запорно-регулирующего клапана при максимальном значении площади проходного сечения последнего.

При вычислении потребной номинальной вместимости $V_{\text{а.н}}$ пневмогидравлических аккумуляторов НАС пресса в качестве минимального полезного (маневрового) объема $V_{\text{ап.мин}}$ может использоваться наибольшее из двух значений $V_{\text{ап.мин1}}$ и $V_{\text{ап.мин2}}$, то есть:

$$V_{\text{ап.мин}} = \max(V_{\text{ап.мин1}}, V_{\text{ап.мин2}}),$$

где $V_{\text{ап.мин1}} = A_{\text{р.ц}} h_{\text{р.х}} + V_{\text{деф.р}} - t_{\text{р.х}} Q_{\text{н}}$;

$$V_{\text{ап.мин2}} = A_{\text{р.ц}} \cdot h_{\text{р.х}} + A_{\text{п.ц}} \cdot h_{\text{п}} + V_{\text{деф.р}} + V_{\text{деф.п}} - (t_{\text{р.х}} + t_{\text{п}} + 3 \cdot t_{\text{кл}} + t_{\text{разгр}}) \cdot Q_{\text{н}}.$$

Как показывают расчеты, выполненные для ряда ковочных прессов, для случая работы пресса на его самой высокой ступени усилия, который является приоритетным при решении задачи определения потребной величины $V_{\text{а.н}}$, как правило, $V_{\text{ап.мин1}} > V_{\text{ап.мин2}}$.

Методика вычисления значения $V_{\text{а.н}}$ подробно изложена в работе [5].

Известно, что у мощных гидравлических прессов традиционного исполнения (с питанием от насосно-аккумуляторной станции и баком наполнения, расположенным около пресса и работающим под манометрическим давлением) суммарная масса подвижной траверсы и движущихся вместе с ней механических частей (плунжеров гидроцилиндров привода, инструмента и т.п.) намного меньше приведенной к подвижной траверсе массы рабочей жидкости, находящейся в гидроцилиндрах и соединенных с ними трубопроводах [6]. Это связано с тем, что при относительно небольшой массе $m_{\text{ж.тр}}$ жидкости в трубопроводе скорость ее движения $v_{\text{ж.тр}}$ при прочих равных условиях значительно превышает скорость движения $v_{\text{трав}}$ подвижной траверсы, а соотношение между приведенной $m_{\text{ж.пр}}$ и фактической $m_{\text{ж.тр}}$ массами рабочей жидкости имеет вид:

$$m_{\text{ж.пр}} = m_{\text{ж.тр}} \left(\frac{v_{\text{ж.тр}}}{v_{\text{трав}}} \right)^2 = m_{\text{ж.тр}} \left(\frac{A_{\text{гц}}}{A_{\text{тр}}} \right)^2,$$

где $A_{\text{тр}}$ – площадь проходного сечения трубопровода, в котором находится жидкость; $A_{\text{гц}}$ – суммарная эффективная площадь плунжеров (поршней) гидроцилиндров привода подвижной траверсы пресса, с которыми соединен трубопровод.

Очевидно, что величина массы жидкости, приведенной к подвижной траверсе пресса, зависит от выполняемой операции и

различается для случаев холостого хода, рабочего хода (при работе пресса на каждой из возможных ступеней усилия) и подъема подвижной траверсы, поскольку при выполнении этих операций изменяется коммутация некоторых трубопроводов между собой.

Так, для четырехколонного вертикального гидравлического ковочного пресса № 1-4657.00 с номинальным усилием 32 МН, выпущенного УралМашзаводом [7] и оснащенного модернизированной гидросистемой управления [8], значения расчетной массы рабочей жидкости, приведенной к подвижной траверсе, при выполнении подъема и холостого хода вниз («свободного» опускания) последней составляют соответственно 766000 кг и 719000 кг при суммарной массе самой подвижной траверсы и движущихся вместе с ней механических частей, равной порядка 81000 кг. Причем примерно 91 % приведенной массы рабочей жидкости в указанных случаях приходится на жидкость, находящуюся в трубопроводах, посредством которых рабочие гидроцилиндры пресса соединяются с баком наполнения (бак наполнения располагается рядом с прессом и находится под манометрическим давлением). Для случая выполнения прессом рабочего хода на третьей ступени усилия расчетная масса рабочей жидкости, приведенная к подвижной траверсе, без учета приведенной массы жидкости на участке между гидробаллоном насосно-аккумуляторной станции и главным гидрораспределителем пресса составляет 472000 кг.

Для оценки влияния величины приведенной массы рабочей жидкости на динамику работы пресса выполнены расчеты переходных процессов, протекающих при подъеме подвижной траверсы с жесткого упора из среднего положения для случая, когда в момент открытия проходного сечения напорного клапана подъемных гидроцилиндров давление в полостях рабочих и подъемных гидроцилиндров определялось давлением в баке наполнения (с учетом разности геометрических высот). Расчеты проведены при тех же допущениях и с использованием той же математической модели,

что и расчеты, результаты которых приведены в работе [8].

Расчеты выполнены для двух вариантов: с учетом и без учета инерционных свойств вязкой сжимаемой рабочей жидкости. Они показали, что при отсутствии в процессе работы пресса инерционных перепадов давления в гидросистеме привода подвижной траверсы и прочих равных условиях продолжительность всех переходных процессов существенно сокращается (рисунок 1), чего следовало ожидать. При этом значительно снижаются колебательный характер переходных процессов и пиковые значения давления в полостях рабочих, подъемных и уравнивающих гидроцилиндров привода подвижной траверсы, а, соответственно, и динамические нагрузки на элементы гидросистемы и металлоконструкции пресса, что должно способствовать повышению их долговечности. В соответствии с полученными результатами для повышения быстроходности пресса (числа ходов подвижной траверсы в единицу времени) и плавности его работы целесообразно проведение мероприятий, направленных на уменьшение приведенной к подвижной траверсе массы жидкости.

С учетом вышесказанного предпочтительным является исполнение гидросистемы пресса с баком наполнения, работающим под атмосферным давлением и располагаемым на архитраве пресса в непосредственной близости от рабочих гидроцилиндров. Такое исполнение широко используется в конструкции прессов, в гидросистемах которых в качестве рабочей жидкости применяются гидравлические масла. Причем на многих таких прессах насосные агрегаты и другое гидравлическое оборудование находятся также на архитраве пресса, что затрудняет их обслуживание, но сводит до минимума протяженность трубопроводов гидропривода подвижной траверсы пресса и, соответственно, приведенную к траверсе массу рабочей жидкости и повышает жесткость гидросистемы. В связи с наличием указанного противоречия в каждом конкретном случае при модернизации гидросистем прессов приходится принимать компромиссные технические решения.

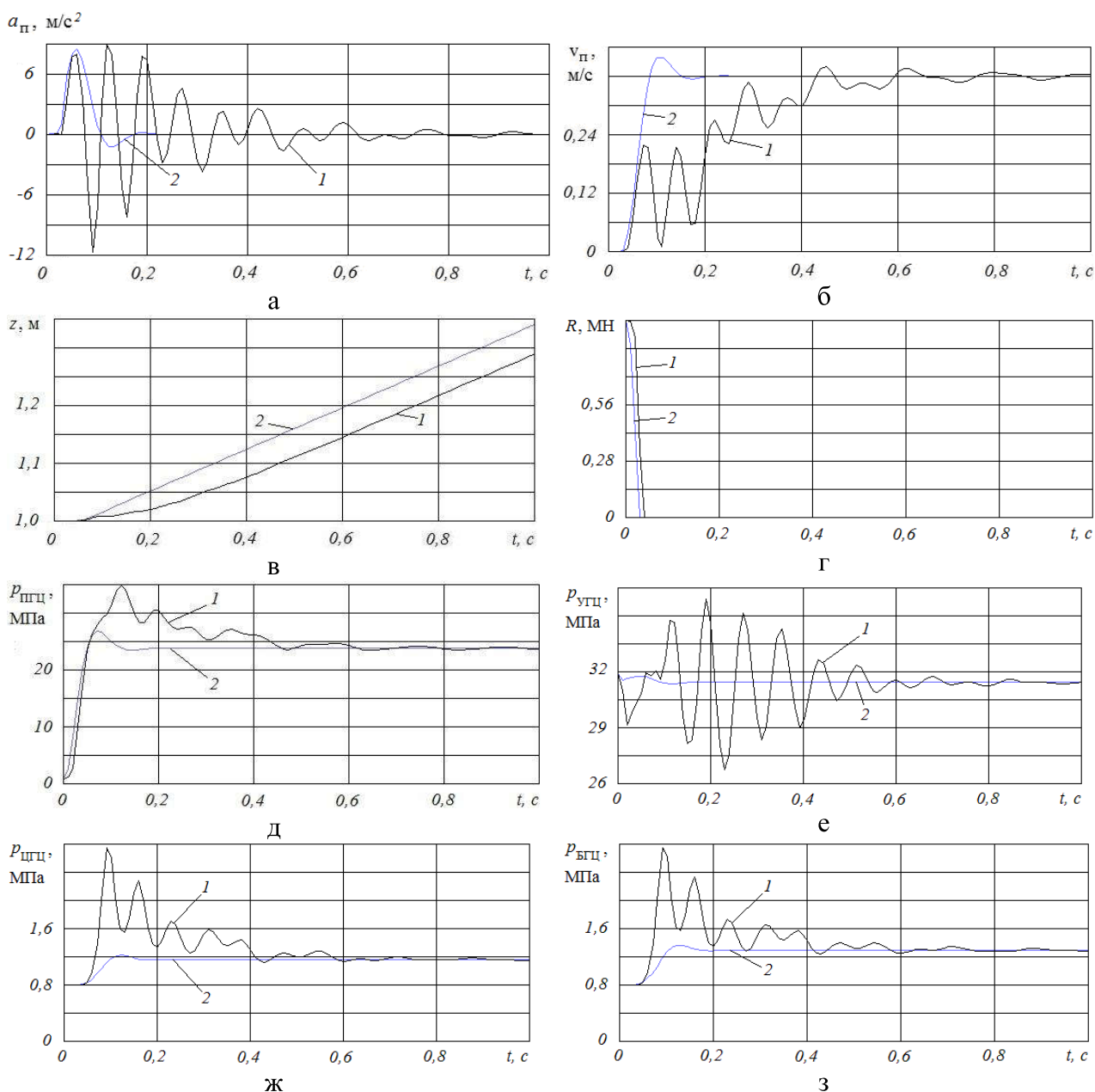


Рисунок 1. Графики изменения во времени значений: ускорения (а), скорости (б) и координаты (в) подвижной траверсы, силы ее взаимодействия с жестким упором (г), давлений в подъемных (д), уравнивающих (е), центральном (ж) и боковых (з) рабочих гидроцилиндрах при подъеме траверсы с жесткого упора из среднего положения - для случаев инерционной (1) и безинерционной (2) вязкой сжимаемой рабочей жидкости

Заключение

Расчет ожидаемой продолжительности рабочего цикла гидравлического ковочного пресса должен проводиться с учетом затрат времени на изменение состояния (переключение) запорно-регулирующих клапанов гидрораспределителя управления подвижной траверсой и клапанов наполнения рабочих гидроцилиндров пресса.

Для повышения быстроходности пресса (числа ходов подвижной траверсы в единицу времени) и плавности его работы целесообразно проведение мероприятий, направленных на уменьшение приведенной к подвижной траверсе массы рабочей жидкости, используемой в гидросистеме пресса.

Библиографический список

1. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Т. 1. Ковочные прессы / Перевод с нем. М.: Машиностроение, 1965. 316 с.
2. Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. М.: Машиностроение, 1975. 222 с.
3. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. Запорно-регулирующие клапаны гидроприводов прессов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2007. № 3. С. 26-32.
4. Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Батулин А.А., Гойдо М.Е. Производство гидравлических устройств для прессового оборудования, работающего на воде и водной эмульсии // Заготовительные производства в машиностроении. 2019. Том 17. № 3. С. 137-144.
5. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
6. Блик Ф.С. Модернизация мощного кузнечнопрессового оборудования. Екатеринбург: ООО «Компания КОПИМАР-КЕТ», 2013. 356 с.
7. Карасев М.А., Баранов И.В., Блик Ф.С., Сошников В.С. Кузнечно-прессовое оборудование Уралмашзавода. Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2004. 480 с.
8. Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. Влияние уравнивающих гидроцилиндров на работу гидравлического ковочного пресса // Заготовительные производства в машиностроении. 2008. № 12. С. 27-31.

Information about the paper in English

M.E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov
Ural Engineering Centre LLC
Chelyabinsk, Russia
E-mail: goido@cheltec.ru
Receipt date: October 21, 2024

ABOUT THE SPEED OF A FORGING PRESS WITH A PUMP-ACCUMULATOR HYDRAULIC DRIVE

Abstract

Information is provided on the calculations carried out at Ural Engineering Center LLC when analyzing the possibility of increasing the speed of a forging press with a pump-accumulator hydraulic drive in accordance with the requirements of the customer's technical specifications for the modernization of the hydraulic system and press control system. The influence of the mass of working fluid in hydraulic cylinders and pipelines connected to them, reduced to the movable crosshead of the press, on the nature and duration of transient processes in the hydraulic drive is considered.

Keywords: hydraulic forging presses; working cycle; speed; pump-accumulator hydraulic drive; calculations.
