

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ,
ГИДРОПРИВОДЫ
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА
СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ
И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Сборник статей
XII Всероссийской научно-технической конференции

1 июля 2022 года



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург

2022

УДК 621.22
ББК 31.56

Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития : сборник статей XII Всероссийской научно-технической конференции, 1 июля 2022 г. — СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. — 336с.

Конференция представляет собой очередную встречу специалистов в области гидромашиностроения, способствует широкому обмену опытом и продолжает сложившиеся традиции.

В сборнике представлены результаты исследований по актуальным проблемам гидромашиностроения:

- по лопастным гидравлическим машинам — гидродинамическим расчётам элементов их проточной части, САПР, конструированию и прочности, регулированию, модельным и натурным испытаниям, монтажу и эксплуатации;
- по гидроприводу, пневмоприводу и гидропневмоавтоматике — системам гидропривода и гидроавтоматики общемашиностроительного применения, объёмным гидромашинам, пневмоприводу и пневмоавтоматике, компьютерным технологиям при проектировании гидропневмосистем.

По этим направлениям опубликованы как теоретические исследования, так и экспериментальные работы с широким применением современных подходов к решению поставленных задач.

При редактировании не затрагивалось существо представленных работ, даже если они являлись дискуссионными. Труды конференции издаются в авторской редакции.

Сборник предназначен для научных работников и инженеров. Он также будет полезен студентам и аспирантам, обучающимся по данной и смежным специальностям.

Председатель оргкомитета — доктор технических наук,
профессор СПбПУ *А. А. Жарковский*

УДК 62-822

doi:10.18720/SPBPU/2/id22-188

Гойдо М.Е.,

главный инженер проектов, кандидат технических наук,
goido@cheltec.ru

Бодров В.В.,

президент холдинга, кандидат технических наук,
vbodrov@cheltec.ru

Багаутдинов Р.М.,

генеральный директор,
baga@cheltec.ru

ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск

О СИНХРОНИЗАЦИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ НЕСКОЛЬКИХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Аннотация. Рассмотрены возможные способы обеспечения синхронного перемещения выходных звеньев трех и более объемных гидродвигателей для случая подачи к ним рабочей жидкости от насосной установки, давление в напорной гидролинии которой определяется наибольшим из давлений в напорных полостях синхронизируемых гидродвигателей.

Ключевые слова: синхронизация работы гидродвигателей; снижение потерь энергии; алгоритм управления.

Goydo M.E.,

Chief Project Engineer, Candidate of Technical Sciences,
goido@cheltec.ru

Bodrov V.V.,

President of the Holding, Candidate of Technical Sciences,
vbodrov@cheltec.ru

Bagautdinov R.M.,

General Director,
baga@cheltec.ru

LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk

ABOUT SYNCHRONIZATION OF DISPLACEMENTS OF THE OUTPUT LINKS OF SEVERAL VOLUMETRIC HYDRAULIC ENGINES

Annotation. Possible ways to ensure the synchronous moving of the output links of three or more volumetric hydraulic engines are considered for the case of supplying working fluid to them from a pumping unit, the pressure in the pressure hydraulic line of which is determined by the current highest pressure in the pressure cavities of the synchronized hydraulic engines.

Key words: synchronization of the operation of hydraulic engines; reduction of energy losses; control algorithm.

При работе целого ряда машин и механизмов, оснащенных объемными гидроприводами (например, гидравлических прессов, прокатных станов, листогибочных вальцов, комплексов непрерывной разливки стали, проходческих щитов, подъемно-транспортных механизмов и т. д.), существует необходимость в обеспечении синхронного перемещения выходных звеньев нескольких гидродвигателей (штоков, плунжеров или корпусов гидроцилиндров; валов или корпусов гидромоторов и поворотных гидродвигателей). При этом в общем случае начальные координаты (линейные для гидроцилиндров; угловые для гидромоторов и поворотных гидродвигателей) выходных звеньев таких гидродвигателей, называемых далее синхронизируемыми, могут иметь различные значения.

Существует большое число разнообразных по принципу действия и конструктивному исполнению систем синхронизации (по скорости или по перемещению) выходных звеньев гидродвигателей [1, 2], характеризующихся различной степенью точности и потерями энергии при их работе.

Очевидно, что при прочих равных условиях наименьшие потери энергии в синхронной по перемещению (синфазной) системе имеют место в том случае, когда питание каждого из синхронизируемых гидродвигателей осуществляется от индивидуального регулируемого насоса, подача которого изменяется из условия обеспечения необходимого закона движения выходного звена соответствующего

гидродвигателя. Такой способ синхронизации используется, например, в гидроприводе вытяжной траверсы листоштамповочного пресса двойного действия силой 150 МН производства японской компании «INI Corporation».

На практике чаще всего подача рабочей жидкости к синхронизируемым по перемещению гидродвигателям производится от общего гидравлического источника питания (насосной или насосно-аккумуляторной установки), работающего в режиме постоянного давления. При этом движение выходного звена каждого из синхронизируемых гидродвигателей по требуемому закону обеспечивается с использованием индивидуального дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением следующим образом: на основании контроля координат выходных звеньев гидродвигателей увеличивается расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя, выходное звено которого отстает в своем движении, и уменьшается расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя, выходное звено которого опережает в своем движении, путем изменения площадей проходного сечения (и тем самым коэффициентов проводимости) напорных рабочих окон дросселирующих гидрораспределителей в зависимости от рассогласования координат выходных звеньев гидродвигателей относительно требуемого закона их изменения [3].

Здесь и далее по тексту статьи рабочая полость гидродвигателя, которая в текущий момент времени соединена посредством дросселирующего гидрораспределителя с напорной гидролинией гидравлического источника питания, называется напорной, а рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя, через которое рабочая жидкость поступает в напорную полость гидродвигателя, называется напорным рабочим окном.

Недостатком указанного способа синхронизации являются повышенные потери энергии, обусловленные тем, что вне зависимости от нагрузки на выходных звеньях гидродвигателей в напорной гидролинии гидравлического источника питания поддерживается постоянное давление, которое может намного превышать давление,

которое необходимо для преодоления нагрузки (потери же энергии при фиксированном расходе рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, в первом приближении прямо пропорциональны разности давления в напорной гидролинии гидравлического источника питания и давления, необходимого для преодоления нагрузки на выходном звене гидродвигателя). Эти потери снижают коэффициент полезного действия гидропривода и приводят к излишнему нагреву рабочей жидкости, что осложняет поддержание требуемого температурного режима работы гидропривода.

Снижение потерь энергии может быть достигнуто при использовании в качестве гидравлического источника питания насосной установки, давление в напорной гидролинии которой изменяется в соответствии с нагрузками (силами — для гидроцилиндров; вращающимися моментами — для гидромоторов и поворотных гидродвигателей), действующими на выходные звенья гидродвигателей. При этом расход рабочей жидкости в напорной гидролинии насосной установки может быть как нерегулируемым, так и регулируемым: а) непрерывно при использовании в составе насосной установки регулируемых объемных насосов или нерегулируемых объемных насосов, привод которых осуществляется от двигателей с регулируемой скоростью вращения вала; б) ступенчато (путем изменения числа используемых насосов) при использовании в составе насосной установки нескольких нерегулируемых объемных насосов. Однако, при использовании такого гидравлического источника питания обеспечиваемый им расход рабочей жидкости имеет вполне определенное текущее значение, в силу чего при изменении коэффициента проводимости рабочего окна одного из дросселирующих гидрораспределителей при прочих равных условиях одновременно изменяется скорость движения выходного звена не только управляемого им гидродвигателя, но и других гидродвигателей в результате перераспределения между ними расхода жидкости, поступающей от гидравлического источника питания (то есть имеет место взаимовлияние каналов управления каждым из гидродвигателей друг на друга). Указанное перераспределение расходов происходит в зависимости от текущих значений нагрузок,

действующих на выходные звенья гидродвигателей, и текущих значений коэффициентов проводимости рабочих окон управляющих ими дросселирующих гидрораспределителей и при синхронизации движения выходных звеньев нескольких (трех и более) объемных гидродвигателей может привести к неустойчивой работе и даже к полной неработоспособности системы синхронизации, если не принять никаких дополнительных мер.

В качестве одной из таких дополнительных мер может быть построение гидропривода по принципу LUDV-системы (Lastdruck-Unabhängige Durchfluss-Verteilung — система с независимым от давления распределением потока) [4]. В указанном случае при одновременной работе n гидродвигателей (рис. 1) перепады давления на напорных рабочих окнах дросселирующих гидрораспределителей, управляющих этими гидродвигателями (на рис. 1 эти рабочие окна условно показаны в виде регулируемых дросселей), в текущий момент времени являются практически одинаковыми и имеют некоторое значение Δp . В соответствии с этим текущий расход рабочей жидкости Q_i , поступающей к i -му из гидродвигателей ($i = 1, 2, \dots, n$), составляет:

$$Q_i = G_{\text{нп}i} \sqrt{\Delta p}, \quad (1)$$

где $G_{\text{нп}i}$ — текущее значение коэффициента проводимости напорного рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя, используемого для управления i -ым гидродвигателем.

При текущем расходе рабочей жидкости, обеспечиваемом насосной установкой, равном $Q_{\text{пит}}$, имеем:

$$Q_{\text{пит}} = \sum_{i=1}^n Q_i = \sqrt{\Delta p} \cdot \sum_{i=1}^n G_{\text{нп}i}, \quad (2)$$

откуда получаем

$$\Delta p = \left(Q_{\text{пит}} / \sum_{i=1}^n G_{\text{нп}i} \right)^2. \quad (3)$$

Из выражений (3) и (1) следует, что при изменении текущего значения какого-либо коэффициента проводимости $G_{\text{нп}m}$ (в результате

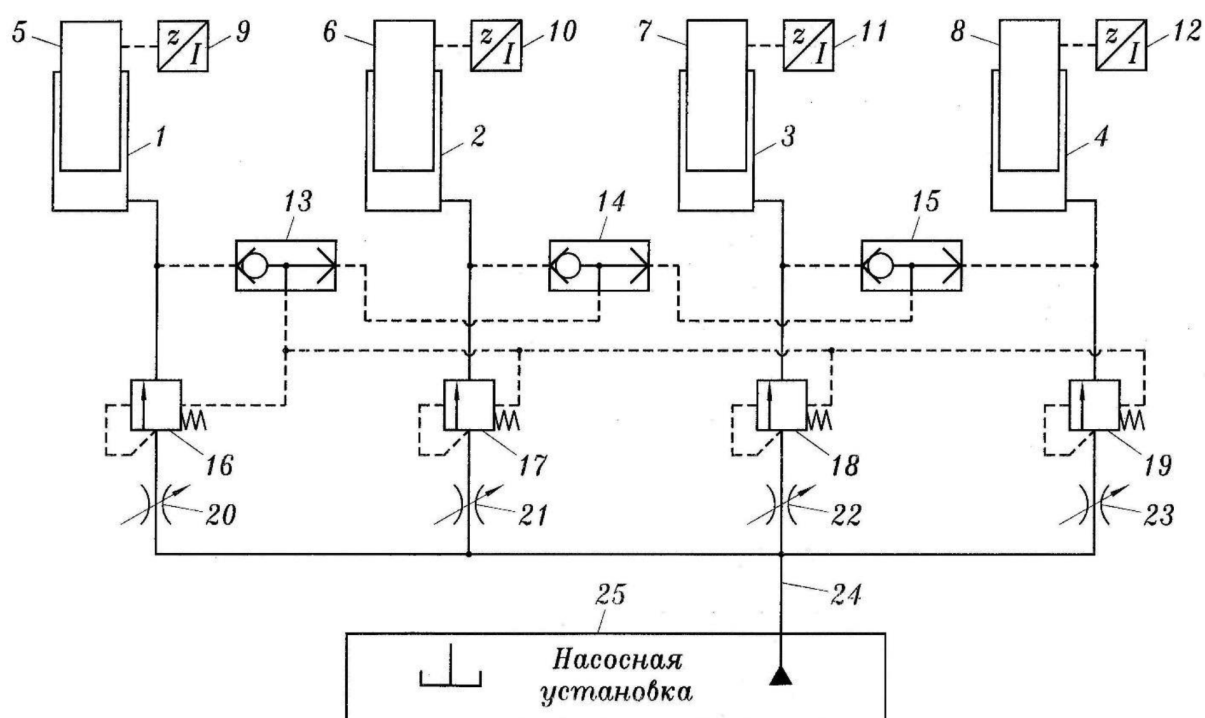


Рис. 1. Упрощенная принципиальная схема гидропривода с LUDV управлением: 1, 2, 3, 4 — гидродвигатели (гидроцилиндры); 5, 6, 7, 8 — выходные звенья (плунжеры) гидродвигателей соответственно 1, 2, 3, 4; 9, 10, 11, 12 — датчики положения; 13, 14, 15 — логические клапаны «ИЛИ»; 16, 17, 18, 19 — клапаны разности давления; 20, 21, 22, 23 — напорные рабочие окна дросселирующих гидрораспределителей; 24 — напорная гидролиния; 25 — насосная установка

изменения площади проходного сечения напорного рабочего окна соответствующего дросселирующего гидрораспределителя), где $m \in \{1, 2, \dots, n\}$, изменяется значение перепада давления Δp , но при этом соотношение между значениями расходов Q_i , поступающих к различным гидродвигателям, остается прямо пропорциональным соотношению коэффициентов проводимости $G_{нпi}$ напорных рабочих окон дросселирующих гидрораспределителей, управляющих этими гидродвигателями, вне зависимости от возможных изменений нагрузок, действующих на выходные звенья последних.

Задача обеспечения устойчивой работы системы синхронизации по перемещению трех и более гидродвигателей при использовании для питания гидропривода насосной установки, давление в напорной гидролинии которой определяется нагрузкой, может

быть успешно решена без применения в составе гидропривода логических клапанов «ИЛИ» и клапанов разности давления, а также дросселирующих гидрораспределителей специальной конструкции, используемых в приводах с LUDV управлением [4], при оснащении гидропривода (рис. 2) датчиками давления 29 и расхода 28 в напорной гидролинии 25 насосной установки 26, датчиками 13, ..., 20 давления в рабочих полостях синхронизируемых гидродвигателей 1, 2, 3, 4, датчиками положения 9, 10, 11, 12 выходных звеньев 5, 6, 7, 8 этих гидродвигателей, системой цифрового контроллерного управления и использовании нижеизложенного алгоритма управления гидроприводом.

Работа гидропривода, принципиальная гидравлическая схема которого представлена на рис. 2, возможна как в режиме синхронизации движения выходных звеньев 5, 6, 7, 8 гидродвигателей 1, 2, 3, 4, так и в режиме раздельного управления каждым из этих гидродвигателей в соответствии с командами, формируемыми с пульта управления 31.

В режиме раздельного управления гидродвигателем 1 (2, 3, 4) его выходное звено 5 (6, 7, 8) устанавливаются в требуемое положение с координатой z_{hi} путем подачи управляющего электрического сигнала на электрический блок управления соответствующего дросселирующего гидрораспределителя 21 (22, 23, 24) с пропорциональным электрическим управлением. В обозначении z_{hi} подстрочный символ « i » представляет собой порядковый номер гидродвигателя. Для принципиальной схемы, приведенной на рис. 2: $i = 1, \dots, 4$. В общем случае, для которого далее приведены все расчетные формулы: $i = 1, \dots, n$, где n — число гидродвигателей, движение выходных звеньев которых подлежит синхронизации по перемещению.

При этом координаты z_{hi} выходных звеньев гидродвигателей могут быть как одинаковыми, так и разными (все или частично).

При выборе с пульта управления 31 работы гидропривода в режиме синхронизации движения выходных звеньев 5, 6, 7, 8 гидродвигателей 1, 2, 3, 4 в памяти контроллера 30 на основании сигналов датчиков 9, 10, 11, 12 фиксируются значения координат z_{hi} выходных звеньев 5, 6, 7, 8 гидродвигателей 1, 2, 3, 4, существующие на момент

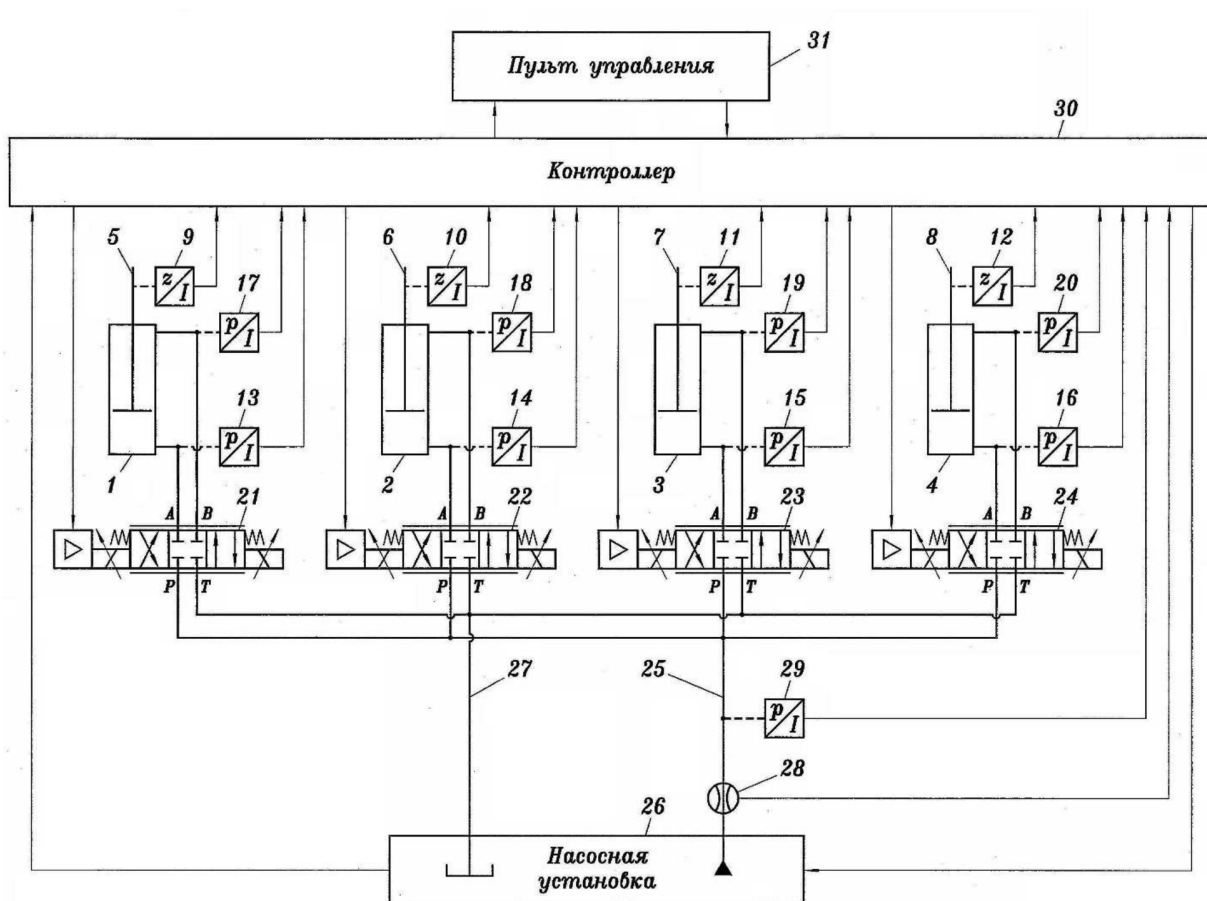


Рис. 2. Упрощенная принципиальная схема гидропривода: 1, 2, 3, 4 – гидродвигатели (гидроцилиндры); 5, 6, 7, 8 – выходные звенья (штоки) гидродвигателей соответственно 1, 2, 3, 4; 9, 10, 11, 12 – датчики положения; 13, ..., 20, 29 – датчики давления; 21, 22, 23, 24 – гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением; 25 – напорная гидролиния; 26 – насосная установка; 27 – сливная гидролиния; 28 – датчик расхода; 30 – контроллер; 31 – пульт управления

перехода к указанному режиму, а в процессе движения на основании сигналов указанных датчиков фиксируются текущие значения координат z_{Ti} выходных звеньев гидродвигателей. Одновременно на основании сигналов соответствующих из датчиков давления 13, ..., 20, 29 и расхода 28 фиксируются текущие значения давления $p_{нпi}$ в напорных полостях гидродвигателей 1, 2, 3, 4 и давления $p_{пит}$ и расхода $Q_{пит}$ в напорной гидролинии 25 насосной установки 26.

В контроллере на основании зафиксированных значений производится определение текущего максимального значения p_m из значений $p_{нпi}$: $p_m = \max(p_{нп1}, \dots, p_{нпn})$ – и вычисление следующих величин:

— текущего изменения z_i координаты z_{Ti} выходного звена i -го гидродвигателя относительно начального значения z_{Hi}

$$z_i = z_{Ti} - z_{Hi};$$

— среднего значения z_{cp} изменения координат выходных звеньев всех гидродвигателей

$$z_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i ;$$

— отклонения Δz_i изменения z_i координаты выходного звена i -го гидродвигателя от среднего значения z_{cp}

$$\Delta z_i = z_i - z_{cp};$$

— среднего расхода Q_{cp} рабочей жидкости, приходящегося на один гидродвигатель,

$$Q_{cp} = Q_{пит} / n;$$

— расхода Q_i рабочей жидкости, который необходимо подать в напорную полость i -го гидродвигателя для исключения рассогласования в перемещении выходных звеньев синхронизируемых гидродвигателей,

$$Q_i = Q_{cp} (1 - k\Delta z_i);$$

— давления $p_{ист}$, которое необходимо иметь в напорной гидролинии 25 насосной установки 26 для решения задач регулирования скорости движения выходных звеньев гидродвигателей,

$$p_{ист} = (p_m + \Delta p_{нп}).$$

Далее производится вычисление значения коэффициента проводимости $G_{нпi}$ напорного рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя, используемого для управления i -ым гидродвигателем, которое в текущий момент времени необходимо для исключения рассогласования в перемещении выходных звеньев синхронизируемых гидродвигателей,

$$G_{нпi} = Q_i / \sqrt{p_{ист} - p_{нпi}} .$$

При этом очевидно, что суммарное изменение расхода рабочей жидкости, поступающей в напорные полости гидродвигателей, равно нулю по отношению к расходу $Q_{\text{пит}}$ рабочей жидкости в напорной гидролинии 25:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n k Q_{\text{cp}} \Delta z_i &= k Q_{\text{cp}} \sum_{i=1}^n (z_i - z_{\text{cp}}) = \\ &= k Q_{\text{cp}} \sum_{i=1}^n \left(z_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i \right) = k Q_{\text{cp}} \left(\sum_{i=1}^n z_i - \sum_{i=1}^n z_i \right) = 0 \end{aligned}$$

и перераспределение расхода рабочей жидкости, поступающей от насосной установки 26, между гидродвигателями происходит таким образом, что расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя, выходное звено которого отстает в своем движении ($\Delta z_i < 0$), увеличивается, а расход рабочей жидкости, поступающей в напорную полость гидродвигателя, выходное звено которого опережает в своем движении ($\Delta z_i > 0$), уменьшается, причем указанные изменения прямо пропорциональны взятому с обратным знаком отклонению Δz_i изменения z_i координаты выходного звена каждого из гидродвигателей от среднего значения z_{cp} . В результате обеспечивается устойчивая работа системы синхронизации.

В вышеприведенных выражениях: k — коэффициент усиления; $\Delta p_{\text{нп}}$ — заданное значение перепада давления, на рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя, необходимое для решения задач регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя ($\Delta p_{\text{нп}}$ составляет порядка от 0,8 до 2,0 МПа [4]).

Если в результате расчетов по вышеприведенным формулам для какого-то m -го гидродвигателя, где $m \in \{1, 2, \dots, n\}$, значение коэффициента проводимости $G_{\text{нп}m}$ напорного рабочего окна управляющего им дросселирующего гидрораспределителя получается больше значения G_{max} (где G_{max} — коэффициент проводимости рабочего окна гидрораспределителя при максимальной площади проходного сечения рабочего окна), то $G_{\text{нп}m}$ принимается равным G_{max} . При этом значение G_m соответствующего расхода вычисляется по формуле:

$$Q_m = G_{\max} \sqrt{p_{\text{ист}} - p_{\text{нпт}}},$$

а для остальных гидродвигателей вычисление значений Q_i и, соответственно, $G_{\text{нп}i}$ производится при скорректированном значении среднего расхода

$$Q_{\text{ср}} = (Q_{\text{пит}} - Q_m) / (n - 1).$$

На электрический блок управления дросселирующего гидрораспределителя, управляющего i -м гидродвигателем, подается управляющий сигнал, при котором обеспечивается коэффициент проводимости напорного рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя, равный вычисленному значению $G_{\text{нп}i}$, в соответствии с экспериментальными данными о взаимосвязи между значениями управляющего сигнала, подаваемого на электрический блок управления дросселирующего гидрораспределителя, и коэффициента проводимости его напорного рабочего окна, зафиксированными в памяти контроллера.

Заключение

Для обеспечения наименьших потерь энергии при обеспечении синхронного перемещения выходных звеньев нескольких гидродвигателей, к которым рабочая жидкость поступает от общей напорной гидролинии насосной установки, необходимо, чтобы давление в этой напорной гидролинии изменялось в соответствии с наибольшим давлением в напорных полостях синхронизируемых гидродвигателей.

Данное положение выполняется при построении гидропривода по принципу LUDV-системы.

Желаемый результат при использовании для управления каждым из гидродвигателей стандартного гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением (без применения какой-либо дополнительной гидроаппаратуры) достигается также при оснащении гидропривода (в дополнение к датчикам положения выходных звеньев синхронизируемых гидродвигателей) датчиками давления и расхода в напорной гидролинии насосной установки, датчиками давления в рабочих полостях синхронизируемых ги-

дродвигателей, системой цифрового контроллерного управления и использовании вышеизложенного алгоритма управления гидроприводом.

Библиографический список

1. **Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А.** Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1973. 144 с.
2. **Гойдо М.Е.** Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
3. **Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.** Выбор значений коэффициентов обратной связи электрогидравлической системы управления подвижной траверсой штамповочного прессы на этапе проектирования // Заготовительные производства в машиностроении. 2008. № 3. С. 22–30.
4. **Гойдо М.Е.** Снижение потерь энергии при работе объемных гидроприводов с управлением // Справочник. Инженерный журнал. 2014. № 1. С. 18–28.