

Повышение энергоэффективности цифровых электрогидравлических приводов

07, июль 2015

Иванов Г. М.¹, Свешников В. К.^{1,*}

УДК: 62-822

¹Россия, Экспериментальный НИИ металлорежущих станков

^{*}v_sveshnikov@mail.ru

Введение

В настоящее время одной из основных тенденций развития мирового гидропривода является постоянно расширяющееся использование интеллектуальных компонентов электрогидравлической автоматики на основе дросселирующих гидрораспределителей (ДГР) или пропорциональных гидроаппаратов (ПГА) с цифровыми системами управления. Цифровая технология по сравнению с аналоговой позволяет расширить диапазон регулирования, существенно повысить надежность, улучшить свойства компонентов (гистерезис, быстродействие, линейность), обеспечить отличную повторяемость, надежное хранение данных, диагностирование неисправностей, упрощение программирования и прямую связь с промышленным компьютером. Вместе с тем, для связи ПГА с электрическими системами управления традиционно используются задающие устройства (пропорциональные электромагниты или линейные двигатели), работающие по аналоговому принципу, поэтому в чисто цифровых приводах целесообразна их замена шаговыми электродвигателями.

1. Анализ задающих устройств

Пропорциональные электромагниты и линейные двигатели имеют следующие недостатки:

- Из-за нестабильности усилия магнита и возвратной пружины требуется установка позиционного датчика обратной связи (ДОС) и специального согласующего электронного драйвера.
- Необходима тщательная экранизация цепей управления в связи с тем, что предельно малые сигналы управления буквально «тонут» в электрических шумах, что существенно ограничивает общий диапазон регулирования.

- Трудно обеспечиваются условия безопасности при наличии одностороннего задающего устройства, поэтому чаще всего на пропорциональные гидрораспределители устанавливают два магнита (один из них с ДОС) с пружинным возвратом золотника в среднюю (нейтральную) позицию, что увеличивает габаритные размеры и стоимость ПГА.
- Пропорциональные электромагниты и линейные двигатели являются весьма сложными и дорогими устройствами с ограниченной тяговой силой, что снижает их динамические возможности и в ряде случаев требует использования дополнительных гидравлических каскадов усиления.
- Задающее устройство и драйвер, как правило, — оригинальная разработка фирмы-изготовителя ПГА, поэтому их эксплуатация и ремонт чрезвычайно затруднительны.

С целью устранения указанных недостатков разработана [1, 2] новая гамма электрогидравлических приводов и гидроаппаратов с управлением от серийно выпускаемых задающих шаговых электродвигателей (ШД), являющихся чисто цифровыми электрическими машинами.

Современные ШД (рис. 1) с комплектующими блоками управления отличаются высокими техническими характеристиками (синхронизирующий момент 1,26 или 1,89 Н·м, число импульсов на один оборот вала 400...26500, масса 0,7 или 1 кг), возможностью регулировки тока в широких пределах и низкой стоимостью.



Рис. 1. Шаговый электродвигатель

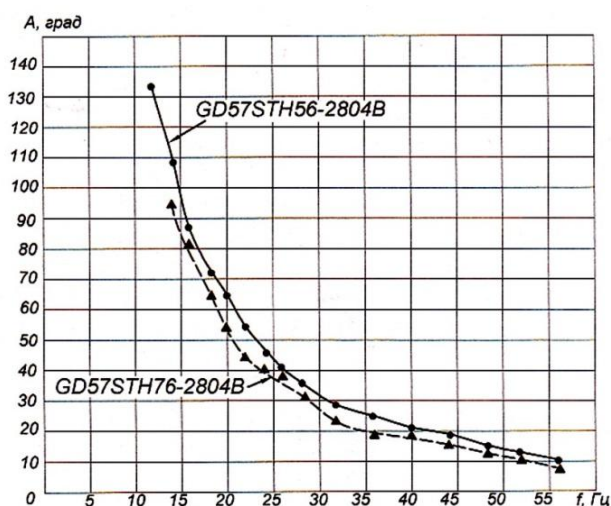


Рис. 2. Зависимость амплитуды от частоты колебаний

С точки зрения динамики ШД имеют определенную специфику. Экспериментально установлено, что при увеличении режимов гармонических колебаний (амплитуды A и час-

тоты колебаний f) в диапазоне, показанном на рис. 2, для двух типоразмеров ШД, практически не наблюдается уменьшение амплитуды колебаний до частот, ограниченных приведенными кривыми, а далее амплитуда плавно снижается системой ограничения максимально допустимых угловых ускорений.

2. Цифровой управляющий гидрораспределитель

На рис. 3. показан цифровой управляющий гидрораспределитель (Патент РФ № 2505716), содержащий корпус 1, гильзу 2, золотник 3, переднюю 4 и заднюю 5 крышки, задающий ШД 6, предварительно сжатую центрирующую пружину 7 с двумя шайбами 8 и 9, тянущим винтом 10 и стопорным кольцом 11. ШД 6 расположен в передней крышке 4 перпендикулярно к оси золотника 3 и имеет на своём валу манжету 12 и эксцентрик 13, который через шарикоподшипник 14 взаимодействует с торцовыми поверхностями поперечного паза, выполненного, на золотнике, а угол поворота эксцентрика 13 ограничен фиксатором 16. Для повышения жёсткости эксцентрика он центрируется подшипником 18 относительно фланца 15. Поворот золотника в гильзе исключается шпонкой 19, входящей в паз отверстия в крышке 4. Для наладочного управления аппаратом и визуального контроля его работы предусмотрен маховичок 23, закреплённый на заднем валу ШД. В канале корпуса 1, объединяющем сливные линии, установлена заглушка 25.

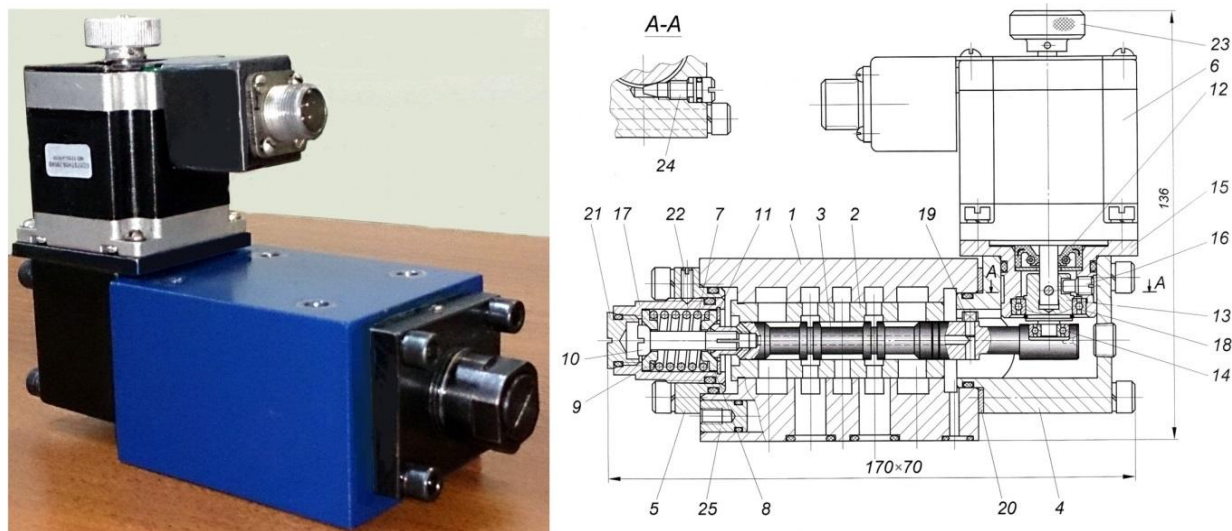


Рис. 3. Цифровой управляющий гидрораспределитель

При работе аппарата входной импульсный электрический сигнал, поступающий от системы ЧПУ на ШД 6, вызывает поворот его вала на угол, определяемый числом поданных импульсов. Вместе с валом поворачивается эксцентрик 13, и через шарикоподшипник 14 и торцовые поверхности поперечного паза перемещает в осевом направлении золотник

3, сжимая пружину 7. При смещении влево пружина 7 сжимается шайбой 8, а при смещении вправо — шайбой 9, причём люфт между золотником и пружиной устраняется за счёт соответствующей регулировки тянущего винта 10, а самопроизвольный поворот последнего исключается за счёт трения в резьбе, создаваемого предварительно разведённым шлицевым пазом.

В отличие от традиционных шаговых приводов, в предлагаемом решении угол поворота ШД пропорционален не положению гидродвигателя, а скорости его движения.

В аварийной ситуации (или при штатной остановке гидропривода) отключается ШД, развиваемый им крутящий момент падает, и пружина 7 устанавливает золотник 3 в нейтральную (безопасную) позицию. Поскольку этот возврат возможен лишь при ограниченном угле поворота ШД (например, $\pm 45^\circ$), предусмотрен фиксатор 16, входящий в фасонный паз, выполненный на наружной цилиндрической поверхности эксцентрика 13. Если ошибочно установленный программой угол поворота ШД превышает допустимое значение, золотник механически устанавливается в нейтральную позицию. Компенсатор 20 позволяет обеспечить требуемое согласование нейтральной позиции золотника 3 и эксцентрика без разборки узла, а пробка 21 — проверить и при необходимости устранить возможный люфт в соединении золотника с центрирующей пружиной.

При использовании гидроцилиндров с равными площадями рабочих камер, в нейтральной позиции золотника давления в линиях *A* и *B* подключения гидродвигателя должны быть одинаковыми, однако для остановки дифференциальных цилиндров может потребоваться некоторая разность давлений. Эти нюансы могут обеспечиваться путём некоторого доворота втулки 17 с её последующей фиксацией винтом 22.

С целью исключения присущего шаговому электродвигателю явления «начального скачка» (поворота на угол $\leq 3,6^\circ$ при включении), фланец 15 имеет возможность наладочного поворота с последующей фиксацией стопором 24. Таким образом, корпус ШД устанавливается в положение, соответствующее магнитной фиксации ротора при нейтральной позиции золотника.

Гидрораспределитель УГЭ-10Б имеет монтажные размеры $D_y = 10$ мм по ISO 4401, габариты 170×70×136 мм и массу 4,5 кг.

3. Стендовые испытания

Испытания опытного образца гидрораспределителя проводились в составе линейного электрогидравлического привода Л-100 (рис. 4), состоящего из гильзы 1, поршня 2, штока 3, крышек 4 и 5, гидрораспределителя 6, монтажной плиты 7, трубопровода 8 штоковой камеры и линейного позиционного датчика 9 фирмы Balluff.

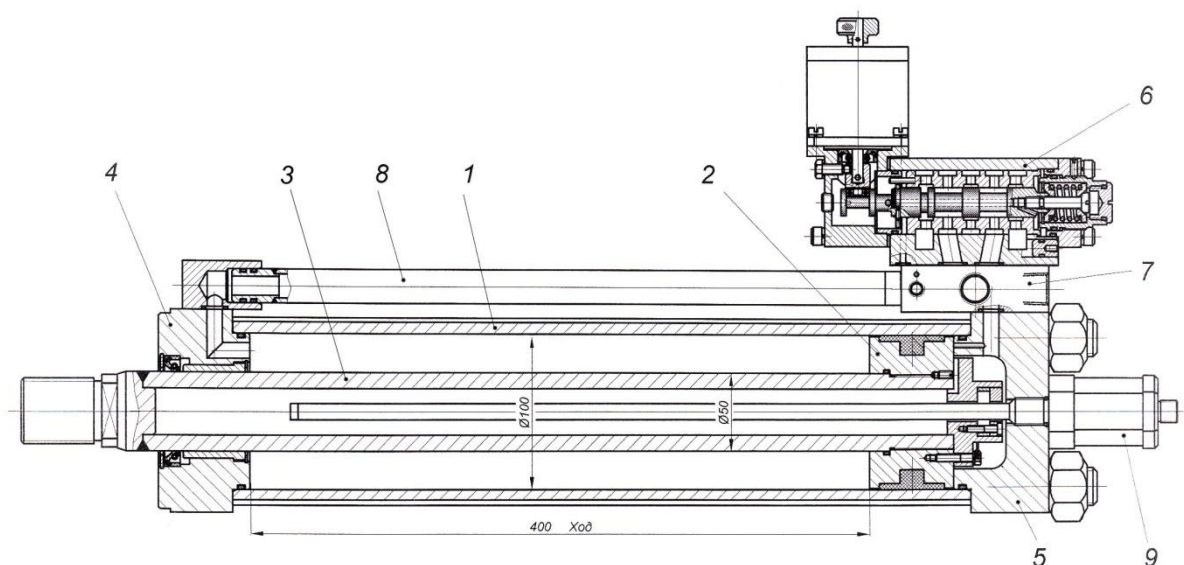


Рис. 4. Линейный электрогидравлический привод Л-100

Основные параметры привода: рабочее давление $p = 16$ МПа, размеры гидроцилиндра $\text{Ø}100 \times \text{Ø}50 \times 400$ мм, развиваемое усилие до 120 кН, максимальная скорость 0,5 м/с, точность позиционирования не хуже 5 мкм, частота при сдвиге по фазе 90° 50 Гц. присоединительные размеры узла соответствуют международным стандартам.

В качестве примера динамический расчет привода выполнен при следующих начальных условиях: $p = 10$ МПа; статическая нагрузка $F = 40$ кН; приведенная к штоку масса подвижных частей $m = 1000$ кг; угол поворота шагового электродвигателя $\pm 4,5^\circ$. В этом случае выражения для фазовой и амплитудной частотных характеристик имеют вид:

$$\varphi(\omega) = -\arctg \frac{4,996\omega - 2,02 \cdot 10^{-6} \omega^3}{715 - 0,0075\omega^2}$$

$$A(\omega) = \frac{7,76}{\sqrt{(715 - 0,0075\omega^2)^2 + (4,996\omega - 2,02 \cdot 10^{-6} \omega^3)^2}},$$

где ω – круговая частота задающего гармонического воздействия.

Некоторые их снятых осциллограмм приведены на рис. 5.

Осциллограмма (а) показывает отработку пошаговых перемещений по 5 мкм (при такой же дискретности датчика); (б) — ступенчатое воздействие по скорости 0 – 70 мм/с, причем время переходного процесса не превышает 30 мс. На осциллограмме (в) показан переходный процесс встречи с нагрузкой 40 кН при $p = 10$ МПа. Из результатов испытаний статической жесткости (г) видно, что при коэффициенте усиления 200 с^{-1} нагрузка 40 кН вызывает сдвиг штока на 0,1 мм, т.е. жесткость составляет 400 кН/мм, причем время переходного процесса не превышает 300 мс.

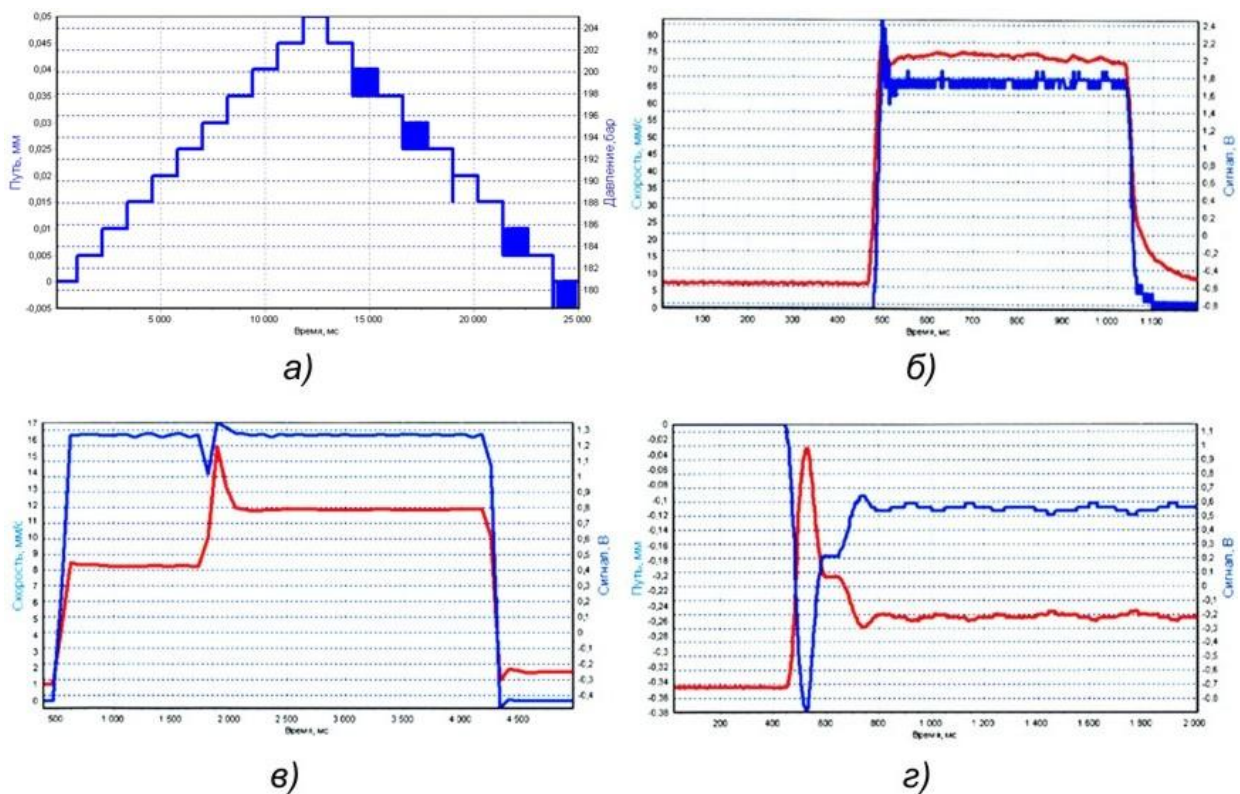


Рис. 5. Осциллограммы динамических процессов в приводе Л-100

4. Пути повышения энергоэффективности

Классические электрогидравлические приводы с четырехкромочными гидрораспределителями обладают превосходным комплексом статических и динамических характеристик, однако их существенным недостатком является пониженная энергоэффективность. Поскольку для таких систем ёмаксимум отдаваемой мощности достигается при потере $\frac{1}{3}$ подводимого давления на рабочих кромках золотника, их КПД не может быть выше 0,66. При работе приводов требуемое рабочее давление для одноштокового гидроцилиндра:

- при выдвигании штока $p = \Delta p_{\text{вх}}[(A_2/A_1)^3 + 1] + F/A_1$
- при втягивании штока $p = \Delta p_{\text{вх}}[(A_1/A_2)^3 + 1] + F/A_2$,

где $\Delta p_{\text{вх}}$ – перепад давлений на входной кромке золотника гидрораспределителя; A_1 и A_2 – площади поршневой и штоковой камер; F – нагрузка на шток.

Известны различные способы понижения и стабилизации $\Delta p_{\text{вх}}$, например, применение трехлинейных компенсаторов давления (рис. 6, а) — аппаратов, поддерживающих постоянство перепада давлений на рабочих кромках золотника (0,3...1 МПа) путем изменения давления на выходе из насоса в функции полезной нагрузки, действующей на гидродвигатель. Другая возможность — использование *LS*-регулируемых насосов, стабилизирующих $\Delta p_{\text{вх}}$ на уровне 0,8...1,2 МПа.

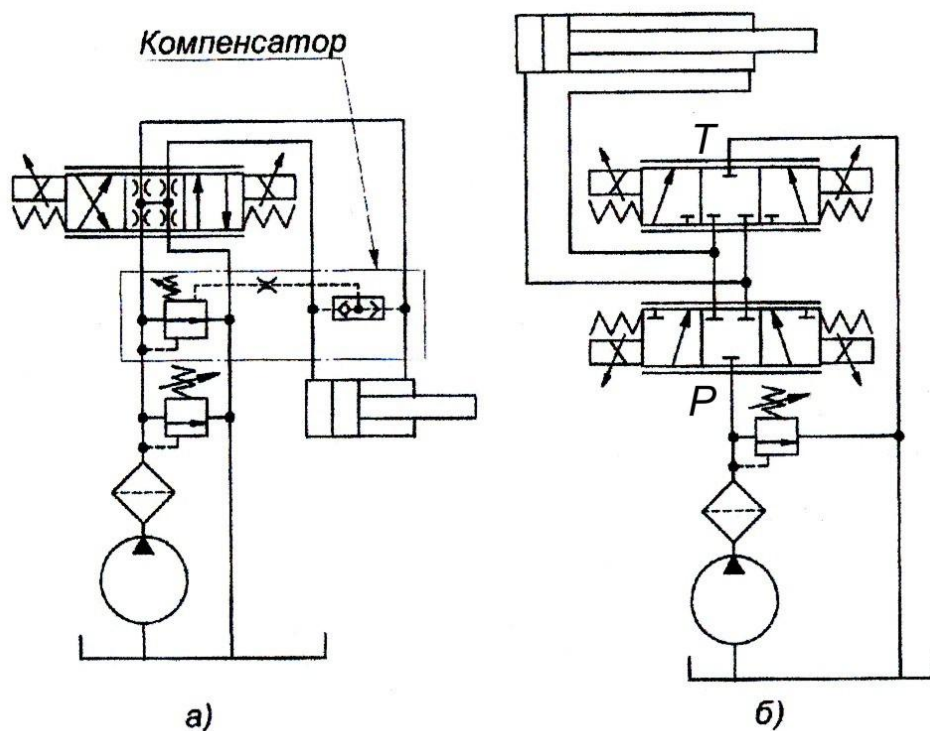


Рис. 6. Энергосберегающие схемы: с трехлинейным компенсатором давления (а) и с отдельным регулированием открытия рабочих кромок (б)

Если для симметричного двухштокового гидроцилиндра с площадью поршня A и обычного четырехкромочного гидрораспределителя $p = F/A + 2,4 \text{ МПа}$ (учитывая, что $\Delta p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{вых}} = 1,2 \text{ МПа}$; $\Delta p_{\text{вых}}$ – перепад давлений на выходной кромке), то в случае гидроцилиндра, например с соотношением площадей 1:2, при втягивании штока $\Delta p_{\text{вых}} = 4 \Delta p_{\text{вх}}$. Кроме того, это противодействие действует на большую площадь (поверхность поршня) и в результате требуемое давление резко возрастает:

$$p = 9 \Delta p_{\text{вх}} + F/A_2$$

Поскольку повышенный подпор на сливе особенно при движении на большой скорости приводит к чрезмерно высоким потерям мощности, разработчики гидроприводов ищут методы уменьшения $\Delta p_{\text{вых}}$, из которых можно отметить следующие основные:

1. Использование распределителей с асимметричными потоками к гидродвигателю, имеющих различные площади проходных сечений дросселирующих кромок на входе и выходе. Недостаток этого метода — отсутствие гибкости управления и возможности точного подбора проходных сечений для громадного разнообразия сочетаний площадей рабочих камер гидроцилиндров.
2. Применение частотного регулирования насосов. В этом случае при позиционировании цилиндра насос вращается с минимальной частотой, а ДГР (или ПГА) работает в штатном режиме с высокими точностью, жесткостью и быстродействием. По мере увеличения задаваемой скорости движения электронная система обеспечивает опережающее открытие рабочих кромок золотника, а скорость движения цилиндра ограничивается подачей насоса, зависящей от частоты его вращения. Таким обра-

зом, происходит плавный переход от дроссельного способа регулирования к объемному и существенно сокращаются энергетические потери [3].

3. Применение четырехкромочных ДГР с раздельным регулированием открытия рабочих кромок — идея, которая в последние годы начинает все шире обсуждаться разработчиками инновационного гидрооборудования [4]. Один из возможных вариантов — соединение камер цилиндра с линиями подвода (P) и слива (T) через два двухкромочных ДГР (рис. 6, б), первый из которых дросселирует (и реверсирует) потоки на входе, а второй — на выходе. Здесь возможно любое заранее заданное программой соотношение открытий или при наличии датчиков давления — стабилизация $\Delta p_{\text{вых}}$ на желаемом уровне. В свете впечатляющего развития систем электронного управления последняя версия представляется наиболее перспективной.

Разработан вариант конструктивного оформления (рис. 7), где два двухкромочных золотника, управляемых от различных ШД, соединяют камеры гидродвигателя с напорной или сливной линиями, однако его экспериментальная проверка еще не проводилась. Интересной особенностью аппарата является возможность одновременного соединения камер с напорной (дифференциальное включение) или сливной линиями (свободное перемещение штока, например, при наладке).

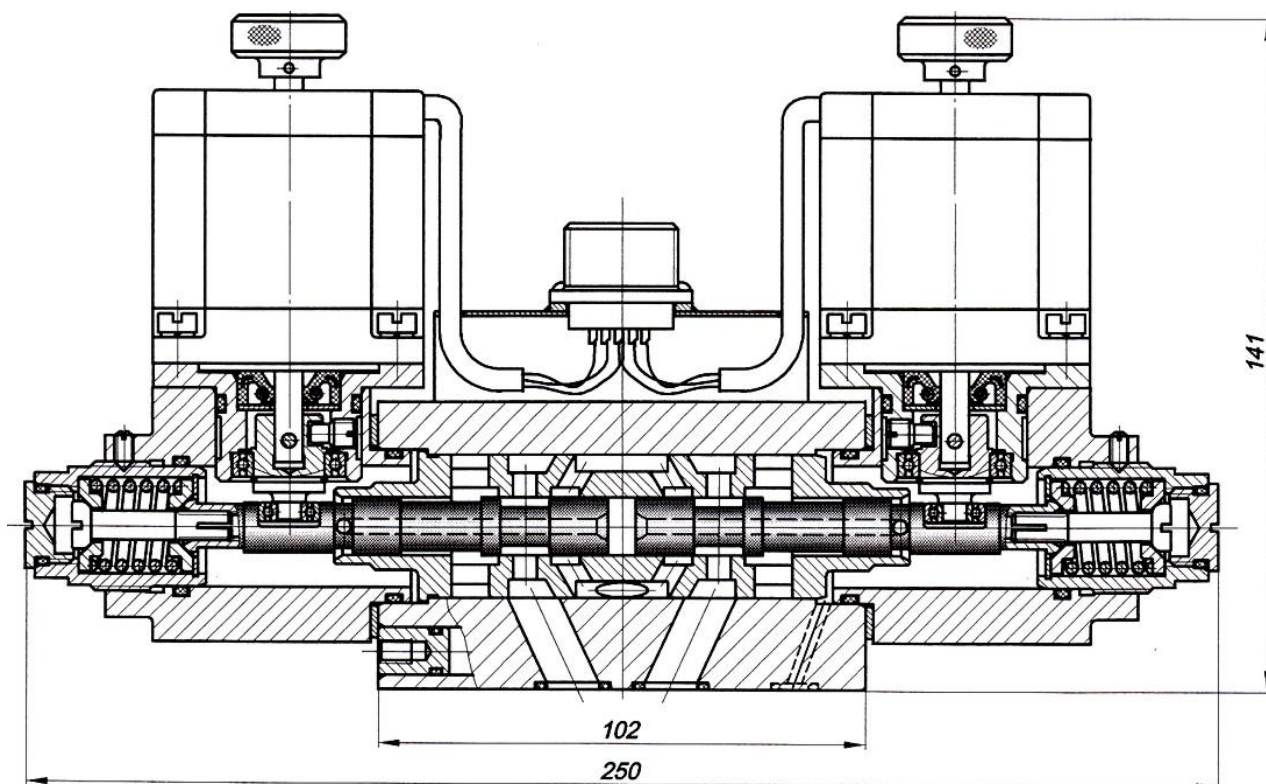


Рис. 7. Вариант конструктивного исполнения гидрораспределителя с раздельным регулированием открытия рабочих кромок

В заключение хочется отметить, что в ЭНИМСе имеются современное стендовое оборудование и экспериментальная база, достаточная для отработки гидравлических компонентов вновь разработанных гидроприводов, которые, по нашему мнению, вполне конкурентоспособны и могут применяться для импортозамещения, однако имеются определенные трудности с электронной комплектацией. В этой связи мы бы хотели пригласить к сотрудничеству юбиляров – аспирантов и преподавателей кафедры «Гидравлика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Баумана.

Заключение

Создание принципиально нового цифрового управляющего гидрораспределителя и линейного электрогидравлического привода на его базе позволяет преодолеть существенные недостатки аналогов с пропорциональными электромагнитами и линейными двигателями. Выполненные динамические расчеты и стендовые испытания опытных образцов подтверждают их работоспособность и высокие технические характеристики. Предложенные методы повышения энергоэффективности, в том числе за счет принципиально нового решения с отдельным регулированием открытия рабочих кромок, которое еще нуждается в экспериментальной проверке, открывают дополнительные возможности энергосбережения и расширения сферы использования программируемых гидроприводов с целью импортозамещения.

Список литературы

1. Иванов Г.М., Свешников В.К., Сазанов И.И. Цифровой линейный электрогидравлический привод // Конструктор. Машиностроитель. 2013. № 1. С. 42- 43.
2. Иванов Г.М., Свешников В.К., Сазанов И.И. Цифровой распределитель для электрогидравлических приводов // Конструктор. Машиностроитель. 2013. № 5. С. 30 - 33.
3. Хомутов В.С. Улучшение статических и динамических характеристик электрогидростатического привода в области малых сигналов управления. Автореферат дис. ... кандидата технических наук. М.: МАИ. 2009. 32 с.
4. Юрген Вебер. Раздельные управляющие кромки дают много преимуществ // Конструктор. Машиностроитель. 2013. № 2. С. 41.