



УДК 62-822

М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов  
ООО «Уральский инжиниринговый центр»  
г. Челябинск, Россия  
E-mail: goido@cheltec.ru  
Дата поступления 19.10.2023

## УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КЛАПАННОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ ПРЕССОВ

### Аннотация

Представлена разработанная в ООО «Уральский инжиниринговый центр» и защищенная патентами оригинальная конструкция клапанного модуля для гидрораспределителей прессовых машин, в гидросистемах которых в качестве рабочей жидкости используется водная эмульсия или вода. В состав клапанного модуля входят: запорно-регулирующий элемент (ЗРЭ), седло и гидроцилиндр управления ЗРЭ, работающий на гидравлическом масле. Сформулированы основные требования к статическим характеристикам работы клапанного модуля (в частности, требование обеспечения постоянного действия силы давления со стороны рабочей жидкости на ЗРЭ в направлении закрытия проходного сечения клапанной пары). Приведены математические соотношения, соответствующие сформулированным требованиям и позволяющие на этапе проектирования в первом приближении рассчитать основные размеры (диаметры) ЗРЭ, седла и гидроцилиндра управления, и разрабатывать рекомендации по определению некоторых других размеров. Клапанные модули рассматриваемой конструкции успешно эксплуатируются в составе гидроприводов штамповочных и ковочных прессов на ряде предприятий Российской Федерации.

**Ключевые слова:** гидравлические прессы, гидрораспределители клапанного типа, клапанный модуль, требования к характеристикам, расчет размеров.

### Введение

В гидроприводах прессов всевозможного назначения (ковочных, штамповочных, профильных, брикетировочных и т.п.), рассчитанных на работу с большими номинальными усилиями, для управления потоками рабочей жидкости применяются гидрораспределители клапанного типа (по конструкции запорно-регулирующего элемента в соответствии с ГОСТ 17752-81 «Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения», которые по сравнению с золотниковыми гидрораспределителями обладают намного более высокой герметичностью.

Для гидросистем, работающих на гидравлических маслах, такие гидрораспределители обычно выполняются на базе гидроаппаратов (двухлинейных двухпозиционных клапанных гидрораспределителей) встраиваемого исполнения, которые при широком диапазоне их условных проходов

серийно производятся как за рубежом, например, фирмами “Bosch Rexroth”, “ATOS”, “Diplomatic”, так и в СНГ на ОАО «САЛЕО-Гомель», ОАО «Гомельское специальное конструкторско-техническое бюро гидропневмоавтоматики».

Для гидросистем, работающих на водной эмульсии и на воде, которые используются в качестве рабочих жидкостей на мощных прессах, изготовленных в прошлом веке и до сих пор эксплуатируемых как у нас в стране, так и за рубежом, поскольку их базовые детали (металлоконструкции), обладающие высокой стоимостью и требующие для своего изготовления больших затрат времени, создавались в расчете на весьма продолжительный срок службы, двухлинейные двухпозиционные клапанные гидрораспределители выпускаются многими зарубежными фирмами: “Hauhinco”, “Tiefenbach”, “Inoxihp”, “Oil Gear”. В России в настоящее время число

организаций, которые способны проектировать и, тем более, изготавливать подобные устройства, отвечающие современным требованиям к их характеристикам и качеству, весьма ограничено.

Основными узлами рассматриваемых гидрораспределителей являются: клапанные пары, состоящие из запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ) и седла, посредством которых обеспечиваются сообщение или герметичное разделение входного и выходного каналов, и управляющее устройство ЗРЭ. Управление ЗРЭ может осуществляться посредством гидроцилиндра, работающего как на гидравлическом масле, так и на водной эмульсии или очищенной воде [1].

В данной статье для элементов клапанной пары в комплексе с их корпусными деталями и гидроцилиндром управления далее используется наименование - клапанный модуль.

На основании накопленного опыта эксплуатации прессов специалистами ООО «Уральский инжиниринговый центр» (УРИЦ) для наиболее часто встречающегося на практике случая, когда в гидроприводе управления механизмами пресса используется водная эмульсия или вода, а в приводе ЗРЭ клапанного модуля используется гидравлическое масло, разработана конструкция клапанного модуля без разгрузочного клапана с частично разгруженным ЗРЭ, управляющий шток которого без зазора в осевом направлении соединен со штоком гидроцилиндра управления (рисунок 1) [2 - 4]. Размеры клапанного модуля указанной конструкции должны удовлетворять целому ряду требований. Практика показывает, что на первом этапе проектных работ определение потребных значений варьируемых параметров любого объекта целесообразно вести не путем решения полной системы уравнений и неравенств, описывающих работу объекта, а на основе использования отдельных фрагментов математической модели с последующим уточнением значений неизвестных параметров, принятых при проведении расчетов в первом приближении на основе каких-либо практических соображений.

Целью настоящей работы является построение упрощенной математической модели, позволяющей на первом этапе проектирования рассчитать (выбрать) основные размеры клапанного модуля, исходя из требований, предъявляемых к статическим характеристикам его работы, и тем самым облегчить процесс вычисления необходимых размеров модуля с использованием его полной математической модели.

### Основная часть

Исходными данными для проектирования клапанного модуля являются: требуемый коэффициент гидравлической проводимости  $G_{\max}$  модуля при максимальном открытии проходного сечения между ЗРЭ и его седлом, максимальные значения давления  $p_{\max.вх}$  и  $p_{\max.вых}$  соответственно во входном и выходном каналах клапанного модуля при его работе (предполагается, что  $p_{\max.вх} \geq p_{\max.вых}$ ) и значения давления  $p_{\text{пит}}$  и  $p_{\text{сл}}$  соответственно, питания и слива масляной системы управления гидроцилиндром привода ЗРЭ.

Коэффициент гидравлической проводимости  $G$  устанавливает связь между расходом  $Q$  рабочей жидкости через соответствующий участок гидросистемы (в рассматриваемом случае через клапанный модуль) и перепадом (потерями) давления  $\Delta p$  на этом участке [5]:

$$G = Q / \sqrt{|\Delta p|}$$

и определяется по выражению:

$$G = \mu A \sqrt{2/\rho},$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода (для клапанного модуля в первом приближении можно принимать значение  $\mu$  из диапазона 0,5... 0,6);

$A$  - площадь характерного проходного сечения;

$\rho$  - плотность рабочей жидкости (для водной эмульсии и воды  $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$ ).

В предположении, что площадь максимального проходного сечения клапанного модуля равна площади круга с диаметром  $D_c$  цилиндрической части отверстия

седла, образующей в совокупности с цилиндрическим пояском ЗРЭ золотниковую пару, получаем:

$$D_c = 2 \sqrt{\frac{G_{\max} \sqrt{\rho/2}}{\pi \mu}}$$

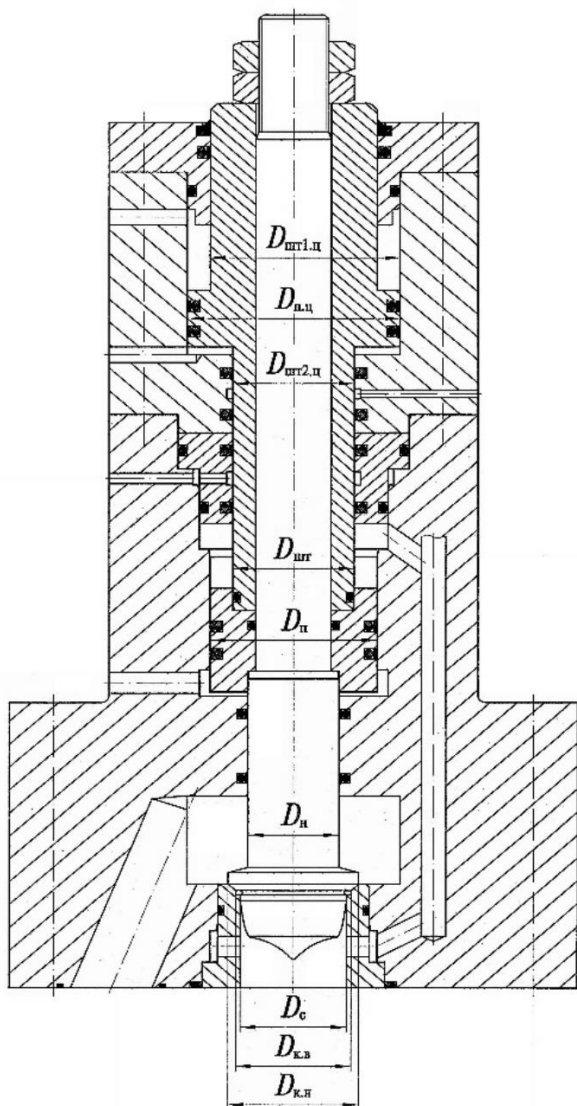


Рисунок 1. Конструктивная схема клапанного модуля (без устройств контроля положения ЗРЭ)

Очевидными являются следующие соотношения между размерами (диаметрами) ЗРЭ и седла (см. рисунок 1), которые должны выполняться из условий:

а) обеспечения постоянного действия силы давления со стороны рабочей жидкости на ЗРЭ в направлении закрытия проходного сечения клапанной пары;

б) передачи функции регулирования расхода рабочей жидкости через клапанный модуль от запорных кромок клапанной пары дросселирующей паре, включенной

последовательно с запорной парой клапанного типа ниже ее по потоку жидкости (для снижения до минимума кавитационного износа запорных кромок клапанной пары и тем самым повышения продолжительности ее эксплуатации до нарушения герметичности);

в) ограничения напряжений на поверхности контакта запорных кромок ЗРЭ и седла:

$$\begin{aligned} D_c &> D_n; \\ D_n^2 - D_{шт}^2 &> D_{к.в}^2; \\ D_{к.в} &> D_c; \\ D_{к.н} &> D_{к.в}, \end{aligned}$$

где  $D_n$  - диаметр направляющей цилиндрической части ЗРЭ;

$D_n, D_{шт}$  - соответственно диаметры поршня и штока ЗРЭ;

$D_{к.в}, D_{к.н}$  - соответственно внутренний и наружный диаметры поверхности контакта запорной фаски ЗРЭ и уплотнительной фаски седла.

Для надежного обеспечения герметичного разделения входного и выходного каналов клапанного модуля при закрытом проходном сечении клапанной пары напряжения на поверхности контакта запорной фаски ЗРЭ и уплотнительной фаски седла должны быть больше наибольшего из давлений в указанных каналах.

При закрытом проходном сечении клапанного модуля и максимальном рабочем давлении  $p_{\max.вх}$  в его входном канале наименьшие контактные напряжения между ЗРЭ и седлом соответствуют случаю, когда давление в выходном канале модуля и сила, действующая на ЗРЭ со стороны гидроцилиндра управления, равны нулю. В связи с этим в первом приближении условие обеспечения герметичности клапанной пары может быть представлено в виде следующего неравенства:

$$D_{к.н}^2 - D_n^2 > D_{к.н}^2 - D_{к.в}^2,$$

которое приводится к виду:

$$D_n < D_{к.в}.$$

Очевидно, что последнее неравенство автоматически выполняется при указанном выше соотношении между диаметрами  $D_n, D_c$  и  $D_{к.в}$  ( $D_n < D_c < D_{к.в}$ ).

Наибольшие напряжения на поверхности контакта запорной фаски ЗРЭ и уплотнительной фаски седла имеют место при максимальных значениях давления  $P_{\max.вх}$  и  $P_{\max.вых}$  соответственно во входном и выходном каналах клапанного модуля и максимальном значении силы, действующей со стороны его гидроцилиндра управления на ЗРЭ в направлении седла. При этом указанные напряжения не должны превышать некоторое предельно допустимое значение  $\sigma_{\text{доп}}$ , которое зависит от материалов, используемых для изготовления ЗРЭ и его седла. В соответствии со сформулированным положением имеем:

$$\frac{\pi}{4}[(D_{к.н}^2 - D_{н}^2)p_{\max.вх} + (D_{п}^2 - D_{шт}^2 - D_{к.в}^2)p_{\max.вых} + (D_{п.ц}^2 - D_{шт1.ц}^2)p_{пит} - (D_{п.ц}^2 - D_{шт2.ц}^2)p_{сл}] \leq \sigma_{\text{доп}}$$

где  $D_{п.ц}$  — диаметр поршня гидроцилиндра управления ЗРЭ;

$D_{шт1.ц}$ ,  $D_{шт2.ц}$  — диаметры штоков гидроцилиндра управления ЗРЭ со сторон его рабочих полостей, при подаче в которые гидравлического масла под давлением происходит движение ЗРЭ в направлениях соответственно к седлу и от седла.

Следует отметить, что для исполнения клапанного модуля, показанного на рисунке 1,  $D_{шт2.ц} = D_{шт}$ .

Гидроцилиндр управления должен обеспечивать возможность перемещения ЗРЭ при любых значениях давления во входном и выходном каналах клапанного модуля. С учетом того, что максимальная сила для перемещения ЗРК необходима при осуществлении открытия проходного сечения клапанной пары при максимальных значениях давления во входном и выходном каналах модуля, должно выполняться неравенство:

$$(D_{п.ц}^2 - D_{шт2.ц}^2)p_{пит} - (D_{п.ц}^2 - D_{шт1.ц}^2)p_{сл} > (D_{к.н}^2 - D_{н}^2)p_{\max.вх} + (D_{п}^2 - D_{шт}^2 - D_{к.в}^2)p_{\max.вых}$$

Очевидно, что при аварийных ситуациях (например, при отсутствии давления управления) и открытом проходном сечении клапанной пары перемещение ЗРЭ в направлении седла до соприкосновения с ним под действием силы со стороны рабо-

чей жидкости возможно только при определенных значениях давления во входном и выходном каналах клапанного модуля.

В гидравлических прессах, работающих на водной эмульсии или на воде, как правило, используется насосно-аккумуляторный привод. При использовании такого гидропривода во входных каналах напорных клапанных модулей (то есть тех модулей, через которые рабочая жидкость от насосно-аккумуляторной станции подается к потребителям) поддерживается практически постоянное давление на уровне  $P_{\max.вх}$ . В связи с этим для напорных клапанных модулей условие обеспечения вышеуказанного перемещения ЗРЭ может быть представлено следующим образом:

$$\pi(D_{с}^2 - D_{н}^2)p_{\max.вх}/4 > R,$$

где  $R$  — значение силы, необходимой для перемещения ЗРЭ в направлении седла до соприкосновения с ним из положения, при котором проходное сечение клапанной пары открыто (при выполнении расчетов в первом приближении значение силы  $R$  задается на основании экспертной оценки).

Для клапанных модулей, работающих в иных условиях, математическое выражение, при выполнении которого обеспечивается перемещение ЗРЭ в направлении седла под действием силы со стороны рабочей жидкости, должно формироваться с учетом конкретных условий эксплуатации клапанного модуля.

Вышеприведенные соотношения в комплексе достаточно просто позволяют рассчитать (выбрать) размеры клапанного модуля, при которых обеспечивается выполнение требований, предъявляемым к статическим характеристикам его работы. Полученные размеры подлежат округлению и уточнению с учетом ряда нормальных значений диаметров подвижных уплотняющих цилиндрических пар, номенклатуры используемых уплотнений и т.п., после чего проводятся проверочные расчеты (включая динамические расчеты) с учетом сил трения в подвижных парах ЗРЭ и гидроцилиндра управления и (в случае необходимости) корректировка значений размеров.

В случае использования проектируемого клапанного модуля как в качестве запорного, так и в качестве дросселирующего гидроаппарата запорно-регулирующий элемент выполняется с профилированным хвостовиком, в который переходит цилиндрический поясок ЗРЭ (см. рисунок 1). Предпочтения заслуживает такая форма хвостовика, при которой обеспечивается отсутствие превышения абсолютной величиной относительной погрешности регулирования расхода рабочей жидкости, обусловленной погрешностью установки ЗРЭ клапанного модуля в требуемую позицию (при фиксированной абсолютной величине максимального значения этой погрешности и прочих равных условиях), некоторого наперед заданного допустимого значения [6].

Методика расчета профиля регулирующего хвостовика из условия выполнения сформулированного выше положения приведена в работах [7, 8]. Значение полного хода ЗРЭ определяется из условия соответствия площади полностью открытого проходного сечения клапанной пары площади круга с диаметром  $D_c$ .

В УриЦ с применением расчетных зависимостей, представленных в данной статье, спроектирован ряд клапанных модулей, которые в настоящее время успешно эксплуатируются в составе гидроприводов штамповочных и ковочных прессов на таких предприятиях, как: ПАО «Металлургический завод «Электросталь» (г. Электросталь), АО «УралХимМаш» (г. Екатеринбург), ПАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА» (г. Верхняя Салда), АО «СеверСталь» (г. Череповец) и др. (рисунок 2) [9].

Клапанные модули в соответствии с требованиями заказчиков, условиями эксплуатации и монтажа выпускаются с дискретным и пропорциональным управлением, с разным исполнением корпуса (см. рисунки 2, 3). Клапанные модули с дискретным управлением комплектуются концевыми выключателями, позволяющими контролировать перемещение ЗРЭ в его крайние положения (при которых проходное сечение модуля полностью открыто или полностью закрыто), а также регулировочным винтом, позволяющим настраивать вели-

чину максимального смещения ЗРЭ относительно его седла и тем самым ограничивать значение максимальной площади проходного сечения клапанной пары. Клапанные модули с пропорциональным управлением оснащаются датчиком положения ЗРЭ и позволяют плавно регулировать расход рабочей жидкости между входным и выходным каналами клапанной пары от нуля (при полном перекрытии проходного сечения клапанной пары) до некоторого максимального значения (при открытии проходного сечения клапанной пары на максимальную величину).



Рисунок 2. Вид части гидрооборудования гидросистемы штамповочного пресса двойного действия П4654 силой 40/65 МН после модернизации, проведенной специалистами УриЦ с применением клапанных модулей

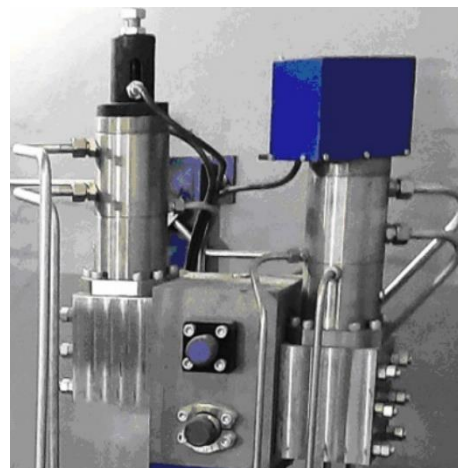


Рисунок 3. Гидропанель с двумя клапанными модулями, имеющими условный проход 32 мм, с дискретным (слева) и с пропорциональным (справа) управлением, монтируемыми сбоку на гидравлической плите



Рисунок 4. Проверка динамических характеристик работы клапанных модулей с пропорциональным управлением и с условным проходом 80 мм для главного гидрораспределителя штамповочного пресса усилием 1000 МН, эксплуатируемого в ПАО «Русполимет» (г. Кулебаки), на участке испытаний готовой продукции УриЦ

Все клапанные модули, как и другие гидравлические устройства, изготавливаемые в УриЦ, проходят всестороннюю проверку на соответствие паспортным характеристикам на участке испытаний готовой продукции предприятия (рисунок 4).

#### **Заключение**

Приведенные в статье математические соотношения позволяют на этапе проекти-

рования достаточно просто рассчитать (выбрать) основные размеры (диаметры седла, ЗРК и гидроцилиндра управления) клапанного модуля, при которых обеспечивается выполнение требований, предъявляемым к статическим характеристикам его работы.

Клапанные модули конструкции, представленной в работе, спроектированные с использованием предлагаемых расчетных зависимостей, успешно эксплуатируются в составе гидроприводов штамповочных и

ковочных прессов на ряде предприятий Российской Федерации.

### Библиографический список

1. 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.
2. Пат. № 96924 Российская Федерация, МПК F16K 39/02, F16K 47/02. Запорно-регулирующий клапан / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, Л.Б. Шнайдер, В.И. Телал; заявитель и патентообладатель В.В. Бодров. № 2009103610/22; заявл. 03.02.2009; опубл. 20.08.2010.
3. Пат. № 208659 Российская Федерация, МПК F16K 39/02, СПК F16K 39/02. Запорно-регулирующий клапан / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, В.И. Телал; заявитель и патентообладатель В.В. Бодров. № 2021112200; заявл. 26.04.2021; опубл. 29.12.2021.
4. Пат. 2786299 Российская Федерация, МПК F16K 1/04, F16K 47/02. Запорно-регулирующий клапан / В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов, В.И. Телал, М.Е. Гойдо; заявитель и патентообладатель В.В. Бодров. № 2022112738; заявл. 12.05.2022; опубл. 19.12.2022.
5. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
6. Гойдо М.Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением: Учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000. 140 с.
7. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. 4-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 888 с.
8. Ворчаков М.Т. Расчет профиля плунжера регулирующего клапана // Теплоэнергетика. 1965. № 3. С. 93-94.
9. Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Батурин 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.

---

### 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 19, 2023

### SIMPLIFIED CALCULATION OF THE BASIC DIMENSIONS OF THE VALVE MODULE FOR HYDRAULIC DISTRIBUTORS OF PRESSES

#### Abstract

An original design of a valve module, developed at Ural Engineering Center LLC and protected by patents, is presented for hydraulic distributors of pressing machines, in the hydraulic systems of which an aqueous emulsion or water is used as a working fluid. The valve module includes a shut-off and control element (SCE), a seat and a hydraulic control cylinder SCE, operating on hydraulic oil. The basic requirements for the static characteristics of the valve module operation are formulated (in particular, the requirement to ensure a permanent action of the pressure force from the working fluid on the SCE in the direction of closing the flow area of the valve pair). Mathematical relationships are presented that correspond to the formulated requirements and allow, at the design stage, to calculate in a first approximation the main dimensions (diameters) of the SCE, the seat and the control hydraulic cylinder, and recommendations for determining some other dimensions. Valve modules of the design under consideration are successfully used as part of hydraulic drives of stamping and forging presses at a number of enterprises in the Russian Federation.

**Keywords:** hydraulic presses; valve type hydraulic distributors; valve module; size calculation.

---