

# ГИДРОЦИЛИНДРЫ

---

Учебно-методическое пособие

---

---

Тольятти  
ТГУ  
2011

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Тольяттинский государственный университет  
Автомеханический институт  
Кафедра «Оборудование и технологии машиностроительного  
производства»

# **ГИДРОЦИЛИНДРЫ**

Учебно-методическое пособие

Тольятти  
ТГУ  
2011

УДК 621.62-822(035)

ББК 34.447

Г464

Рецензенты:

к.т.н., доцент Поволжского государственного университета сервиса

*А.В. Грищенко;*

к.т.н., доцент Тольяттинского государственного университета

*А.В. Щипанов.*

Научный редактор: заслуженный деятель науки и техники РФ д.т.н.,

профессор *О.И. Драчев.*

Авторы:

Д.Ю. Воронов, В.В. Волосков, А.О. Драчев, О.В. Бойченко.

**Г464** Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 72 с. : обл.

В учебно-методическом пособии приведены основные параметры, условные обозначения и конструктивное исполнение гидроцилиндров, дана методика расчета основных параметров, разработаны технические задания и предложена последовательность проектирования гидроцилиндров.

Предназначено для студентов специальности 151001.65 «Технология машиностроения» дневной и заочной форм обучения при изучении дисциплины «Гидравлические и пневматические системы», а также обучающихся по направлению подготовки бакалавра 151900 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Может быть полезно преподавателям, инженерно-техническим работникам, обслуживающему персоналу гидроприводов.

УДК 621.62-822(035)

ББК 34.447

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский  
государственный университет», 2011

## Введение

В гидроприводах многих машин применяются гидроцилиндры. Они отличаются сравнительно малыми габаритами и массой на единицу передаваемой мощности, бесступенчатым регулированием скорости, удобством эксплуатации, высоким коэффициентом полезного действия, силовыми параметрами, компактностью и другими положительными качествами, которые способствуют применению гидроцилиндров во многих отраслях промышленности.

Поэтому будущим инженерам по специальности «Технология машиностроения» необходимо овладеть навыками конструирования гидроприводов, в частности навыками конструирования гидроцилиндров, которые являются составной частью конструкции технологического оборудования и технологической оснастки.

Целью данного учебно-методического пособия является повышение эффективности конструкторско-технической подготовки студентов в системе технического образования по гидроприводу.

Использование в учебном процессе данного учебно-методического пособия позволяет решить следующие основные задачи:

- повысить эффективность изучения типовых конструктивных исполнений гидроцилиндров;
- повысить эффективность формирования у студентов теоретических и практических навыков проектирования гидроцилиндров;
- повысить эффективность формирования у студентов теоретических и практических навыков по расчету основных параметров гидроцилиндров.

В соответствии с целью в данном учебно-методическом пособии рассмотрены конструктивные исполнения гидроцилиндров, дана методика расчета основных параметров, разработаны технические задания и предложена последовательность проектирования гидроцилиндров.

# Глава 1. ПАРАМЕТРЫ. КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

## 1.1. Классификация и условные обозначения цилиндров

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, выходное звено (шток, плунжер) которых совершает возвратно-поступательное движение. Они отличаются сравнительно малыми габаритами и массой, передаваемой на единицу мощности, бесступенчатым регулированием скорости, удобством эксплуатации, высоким коэффициентом полезного действия и др. положительными факторами, которые способствуют их распространению в различных отраслях промышленности.

Классификация гидроцилиндров показана на рис. 1.1. По конструкции рабочей камеры гидроцилиндры делятся на поршневые (рис. 1.1,*а*) и плунжерные (рис. 1.1,*б*), причем поршневые гидроцилиндры по направлению действия рабочей среды делятся на цилиндры одно- и двухстороннего действия (рис. 1.1,*в, а*).

Характерная особенность гидроцилиндра одностороннего действия заключается в том, что усилие на выходном звене (например, штоке), возникающее при нагнетании в рабочую полость гидроцилиндра жидкости под давлением, может быть направлено только в одну сторону (рабочий ход). В противоположном направлении выходное звено перемещается, вытесняя при этом жидкость из гидроцилиндра только под влиянием возвратной пружины (рис. 1.1,*в*) или другой внешней силы, например силы тяжести. Поршневые гидроцилиндры одностороннего действия применяют обычно в системах управления и для привода некоторых вспомогательных механизмов.

Гидроцилиндры двустороннего действия включают в себя две рабочие полости, поэтому усилие на выходном звене и его перемещение могут быть направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость (противоположная полость при этом соединяется со сливом). Гидроцилиндры двухстороннего действия могут быть с одним или двумя штоками (рис. 1.1,*д, з*) с подводом жидкости через корпус крышки (рис. 1.1,*е*) или штока (рис. 1.1,*д, е*).

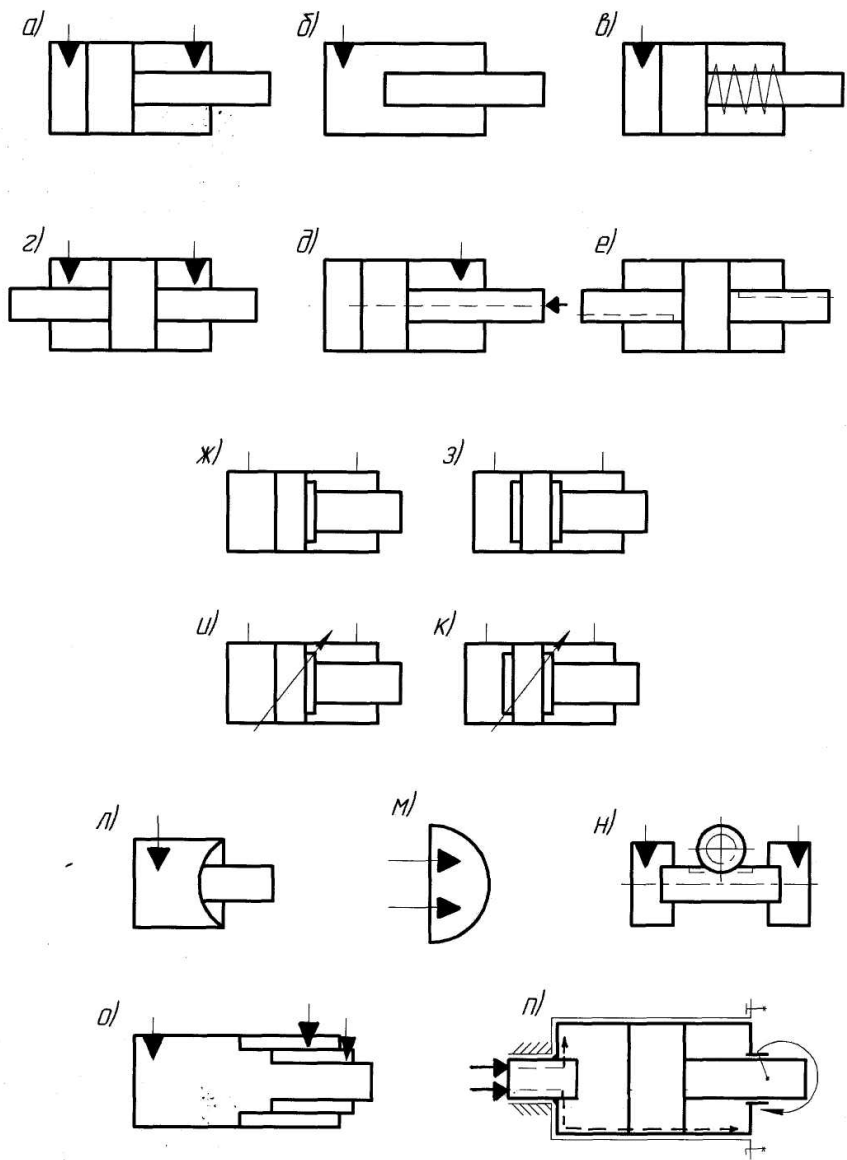


Рис. 1.1. Условное обозначение цилиндров

По способу торможения гидроцилиндры с линейным перемещением штока разделяются на цилиндры с торможением в конце хода справа (рис. 1.1,*ж*), с обеих сторон (рис. 1.1,*з*), с регулируемым торможением также в конце хода (рис. 1.1,*и*) или с обеих сторон (рис. 1.1,*к*). На рис. 1.1,*л* показан гидроцилиндр, у которого вместо поршня применена мембрана, такие цилиндры имеют небольшой ход и применяются в автоматических зажимных устройствах. В станках (редко) для загрузочных и подающих устройств применяют гидроцилиндры (гидродвигатели) поворотного действия (рис. 1.1,*м*). Схема плунжерного гидродвигателя, который обеспечивает одинаковую скорость и предельную силу, приведена на рис. 1.1,*н*. Особую группу составляют дифференциальные, телескопические (рис. 1.1,*о*) и вращающиеся гидроцилиндры (рис. 1.1,*п*).

## 1.2. Основной параметрический ряд и обозначения цилиндров

Согласно ГОСТ 6540-68 предлагается два параметрических ряда гидроцилиндров: основной и дополнительный. Основными параметрами гидроцилиндров являются их внутренний диаметр  $D$  (мм), диаметр штока  $d$  (мм), ход поршня  $S$  (мм) и номинальное давление  $p_{\text{ном}}$  (МПа), определяющее его эксплуатационную характеристику и конструкцию, в частности тип применяемых уплотнений, а также требования к качеству обработки и шероховатости внутренней и наружной поверхности штока.

Установлены следующие ряды:

- номинальных давлений  $P_{\text{ном}}$  (МПа): 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63;
- диаметров поршня  $D$  (мм) основного ряда: 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800;
- диаметров штока  $d$  (мм) основного ряда: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800;
- хода поршня  $S$  (мм): 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000; 63000; 8000.

В соответствии с ГОСТ 25020-84 присоединительные резьбы штоков и плунжеров следует выбирать из ряда: М3х0,35; М4х0,5; М5х0,5; М6х0,75; М8х1; М10х1,25; М12х1,25; М14х1,5; М16х1,5; М18х1,5; М20х1,5; М22х1,5; М24х2; М27х2; М30х2; М33х2; М36х2; М42х2;

M48x2; M56x2; M64x3; M72x3; M80x3; M90x3; M100x3; M110x3; M125x4;  
M140x4; M160x4; M180x4; M200x4; M220x4; M50x6; M280x6.

В гидроцилиндрах (гидросистемах) различают также максимальное давление  $p_{\max}$ , допустимое для периодической работы гидрооборудования, и пиковое давление  $p_{\text{п}}$ , действующее мгновенно и определяемое в основном характеристиками предохранительных устройств.

Узлы станочного гидропривода, в том числе и гидроцилиндры, изготавливают в двух климатических исполнениях: «УХЛ» по ГОСТ 15150-69 для умеренного и холодного климата; «О» – климатическое (в том числе и для тропического климата); при этом устанавливается категория размещения 4 – в закрытых отапливаемых или охлаждаемых производственных помещениях. Климатическое исполнение и категория размещения (УХЛ 4 или О4) указывается в конце условного обозначения.

При отсутствии специальных указаний в технической документации допускаются вибрационные нагрузки на элементы гидропривода при ускорении не менее  $5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$  и частоте 1–35 Гц.

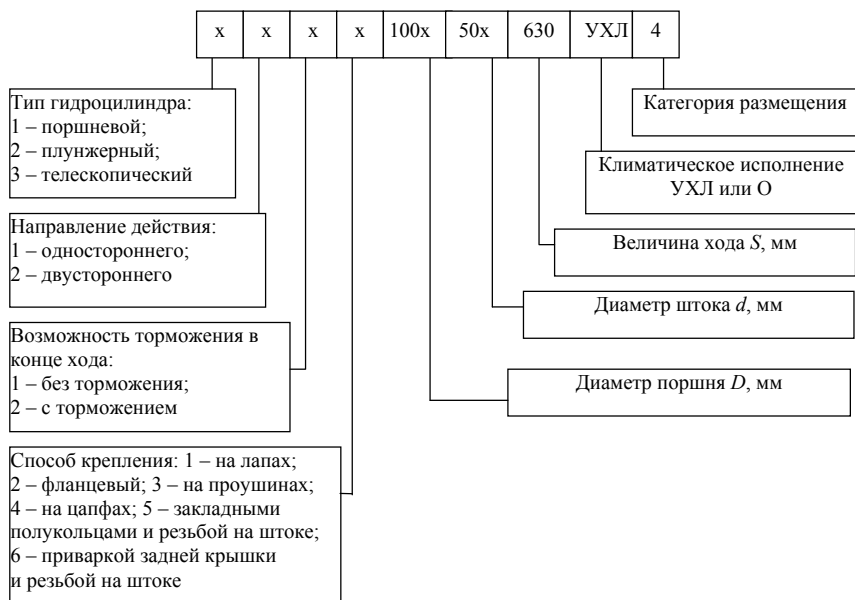


Рис. 1.2. Шифр обозначения гидроцилиндров по ГОСТ 2 Г52-1-86



В шифре обозначения последовательно указываются номер исполнения, диаметры поршня и штока, а также величина хода поршня (рис. 1.2).

### 1.3. Технические требования к цилиндрам

Гидроцилиндры предназначены для механизации зажима заготовок в станочных приспособлениях, работают на минеральных маслах 2-го класса чистоты жидкости по ГОСТ 17216-2001 с вязкостью от 10 до 100 сСт, при номинальном давлении 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>) и температуре окружающей среды от  $-5^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ , со скоростью перемещения поршня до 0,6 м/с, поэтому к ним предъявляются особые технические требования.

1. В рабочей полости цилиндра допускается перегрузка в течение 10% времени, не превышающая 50% от номинального давления.
2. Механический КПД цилиндров должен быть не менее 0,93.
3. Цилиндр должен быть герметичным при давлении рабочей среды 15 МПа (150 кгс/см<sup>2</sup>).
4. Резьба метрическая по ГОСТ 9150-59, коническая по ГОСТ 61111-52. Цилиндры с метрической резьбой являются предпочтительными для применения.
5. Узкие канавки, нарезы и фаски под резьбу по ГОСТ 10549-52.
6. Покрытие – *Хим. Окс. прм.* по ГОСТ 9.073-77.
7. Канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820-69.
8. Класс шероховатости поверхностей гильз –  $\sqrt{Ra}0,32$ , поршней –  $\sqrt{Ra}0,16$  и штока –  $\sqrt{Ra}0,25$  мкм.

### 1.4. Конструкции гидроцилиндров

Гидроцилиндры различаются по способу крепления: на удлиненных стяжках, на лапах, на цапфах, на переднем фланце, на заднем фланце, на проушинах, серьгах, закладными кольцами. Жесткое крепление применяют в основном для небольших гидроцилиндров системы управления. В мобильных машинах (кран-манипуляторы, эвакуаторы, автоматические краны, буровые агрегаты и т. д.) чаще используют шарнирное крепление корпуса гидроцилиндра и штока, гидроцилиндры рабочего оборудования стрел и манипуляторов крепят шарнирно на проушинах-серьгах, причем в обоих местах шар-

нирного крепления (у корпуса) применяются сферические подшипники скольжения типа ШС. Эти подшипники допускают поворот (на небольшой угол) пальца в любой полости, обеспечивают свободный монтаж и демонтаж шарнирного соединения и исключают его заклинивания при небольших перекосах из-за недостаточности изготовления элементов рабочего оборудования.

Основные конструкции гидроцилиндров по справочным источникам [2; 4; 8; 9; 11; 15] приведены на рис. 1.4, 1.5, 1.6.

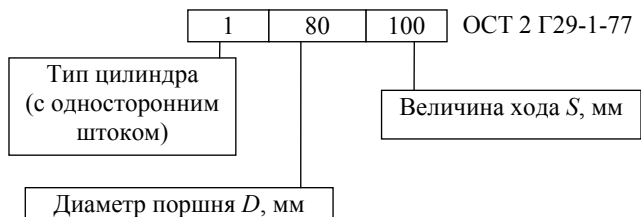


Рис. 1.3. Шифр обозначения гидроцилиндров по ОСТ 2 Г29-1-77

**Гидроцилиндры поршневые по ОСТ Г25-1-86** выпускаются Людиновским заводом специально для станкостроения. Одна из типовых конструкций (рис. 1.4,*a*) состоит из гильзы 6, крышек 1 и 9, поршня 4, штока 10, разрезной гайки 2, тормозных втулок 3 и 5, фланцев 7, полуколец 8, втулки 11, передней опоры 12, крышки 14, дросселей, обратных клапанов и винтов. Уплотнение поршня по диаметру  $D$  обеспечивается с помощью чугунных поршневых колец, а уплотнение штока по диаметру  $d$  – с помощью шевронных уплотнений 13, натяг которых регулируется путем изменения толщины пакета прокладок между крышками 14 и 9. Масло в цилиндр проводится через отверстия  $d_1$ ; для выпуска воздуха в крышках 1 и 9 предусмотрены отверстия, заглушаемые пробками. В исполнениях с торможением втулка 3 и 5 в конце хода входит в соответствующие расточки крышек 1 и 9, после чего слив масла из рабочей полости возможен лишь через дроссель, регулирующий эффективность торможения. После реверса движения масло в рабочую полость поступает через обратный клапан (на чертеже не показан). Крепление цилиндра на лапах.

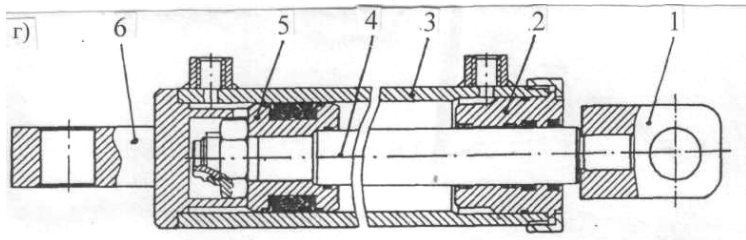
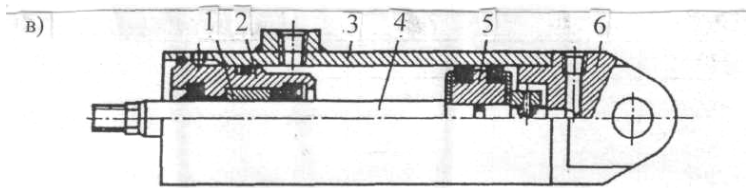
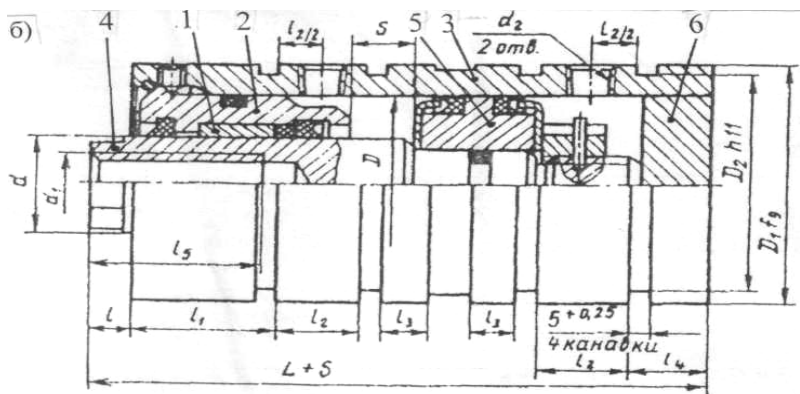
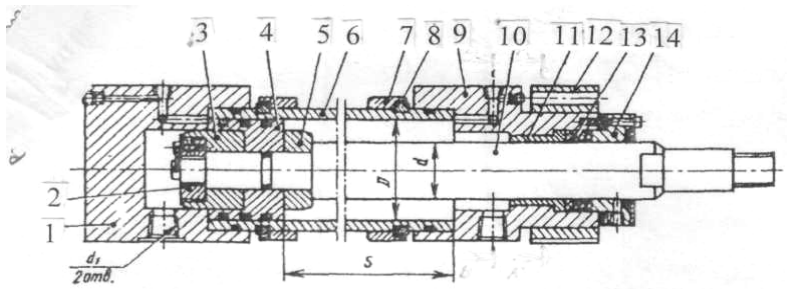


Рис. 1.4. Конструкции гидроцилиндров

**Гидроцилиндры по ОСТ 2 Г29-1-77** (ТУ 2-053-1652-83) для зажимных и фиксирующих устройств агрегатных станков и автоматических линий на  $p = 10$  МПа ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново Калужской области) (рис. 1.4,б) допускают скорость перемещения поршня 0,1...0,5 м/с, состоят из гильзы 3, штока 4 с поршнем 5, крышек 2 и 6, направляющей втулки 1, крепежных и уплотнительных деталей. Диаметры цилиндров и штоков: 40/20; 50/25; 63/32; 80/40; 100/50; 125/63. Ход  $S$  выбирается из ряда: 16; 32; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400 мм. Крепление закладными полукольцами и резьбой на штоке.

**Гидроцилиндры ГЦО на  $p_{ном} = 16$  МПа** по ТУ 2-053.0221020.007-89 (рис. 1.4,в) ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново Калужской обл.) предназначены для деревообрабатывающих станков, строительно-дорожных машин и могут эксплуатироваться при температурах рабочей жидкости  $-15...+70^{\circ}$  С; цилиндры могут использоваться также в приводах вспомогательных механизмов станков для металлообработки. Цилиндры состоят из гильзы 3, штока 4 с поршнем 5, крышек 2 и 6, направляющей втулки 1, крепежных и уплотнительных деталей. Крепление на проушинах и резьбой на штоке, возможен также способ крепления на двух проушинах и с применением сферических подшипников скольжения типа ШС.

**Гидроцилиндры поршневые типа ГЦО** предназначены для манипуляторов специальных установок. Изготавливаются заводами ОАО «КМЗ» (г. Новокузнецк Кемеровская обл.), ОАО «ДЗГО» (ст. Дарасун Читинской обл.) на  $p = 16$  МПа различных диаметров и величин хода поршня. Одна из таких конструкций (рис. 1.5) состоит из корпуса 1, штока 2, поршня 3, втулки 4, уплотнений 12, 13, 14, 15, грязесъемника 16. Данные типы цилиндров работают в тяжелонагруженных манипуляторах в условиях вибрационных и динамических нагрузок, перемещают массы до 2000 кг, нагружены в основном изменяющимися сжимающими нагрузками, поэтому все крепежные элементы 5, 6, 7, 8, 9, 10 безрезьбовые, выполнены в виде разрезных термически обработанных до  $45\pm 5$  HRC<sub>3</sub> сегментов 5 и 7, устанавливаемых во внутренних (гильза) или наружных (шток) канавках и фиксируемых кольцами 6, 8, 9, 10. Эти конструктивные особенности обеспечивают высокую надежность и цилиндры хорошо работают в условиях шахтных агрессивных сред (запыленность, химически активные воды и т. д.). Гидроцилиндры

снабжены двухсторонними гидравлическими замками с дросселями, что позволяет надежно фиксировать рабочий орган в промежуточных положениях в течение длительного времени и регулировать скорость движения рабочих органов. Гильзы цилиндров изготовлены из холоднотянутых труб с параметрами шероховатости  $\sqrt{Ra}0,4$  мкм, к которым привариваются серьги-дно, пластики для установки гидрозамков и маслоподводящие каналы в штоковую полость. Штоки изготавливают цельными с серьгами на одном из концов, обрабатывают и хромируют. Заводами хорошо освоена технология изготовления (раскатка, хонингование, хромирование) и сварки элементов корпуса по специальной технологии с минимальными требованиями деформации.

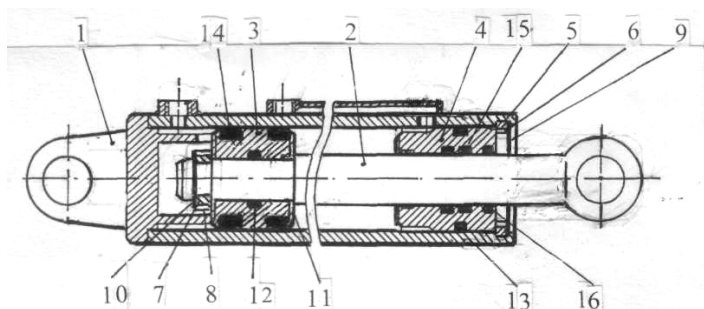


Рис. 1.5. Конструкция цилиндров КМЗ, ДЗГО

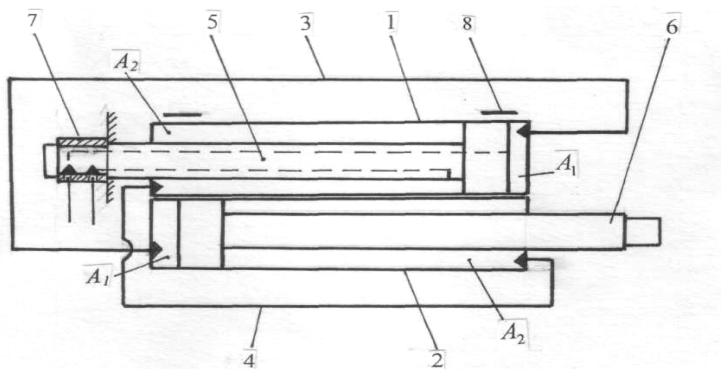


Рис. 1.6. Схема двоиенного гидроцилиндра

На рис. 1.6 показан поршневой сдвоенный цилиндр конструкции ОАО «КМЗ» для подающих устройств рабочего органа (бурильной головки) на  $p = 10$  МПа. Состоит из противоположно направленных жестко соединенных (безрезьбовыми соединениями) цилиндров 1 и 2. Поршневые  $A_1$  и штоковые  $A_2$  полости цилиндров соединены гидромагистралями 3 и 4. Шток 5 цилиндра 1 жестко крепится к направляющим, к штоку 6 прикрепляется рабочий орган. Шток 5 выполнен из толстостенной трубы с двумя расположенными внутри трубками для подвода масла в поршневую или штоковую полость через маслоподводящую муфту 7. Шток 6 выполнен из толстостенной трубы без внутренних каналов. Корпус цилиндра 1 снабжен направляющими 8, так как в процессе работы перемещается. При подаче масла в полости  $A_1$  цилиндров 1 и 2 происходит выдвигание штоков 5 и 6 вместе с рабочим органом, одновременно по направляющим 8 перемещается корпус цилиндра 1, так как шток 5 закреплен неподвижно. При подаче масла в штоковые полости  $A_2$  происходит «складывание» механизма, рабочий орган возвращается в исходное положение. Такая конструкция цилиндра обеспечивает постоянство усилий (чего не обеспечивают телескопические цилиндры вследствие разности площадей поршней) и скоростей прямого и обратного хода при  $p = \text{const}$ ,  $Q = \text{const}$ , она компактна, технологична, надежна.

### 1.5. Новые подходы к проектированию и производству цилиндров

Компания **Гидра Пак (ЗАО) Россия** предлагает новые подходы к производству гидроцилиндров, позволяющие значительно снизить трудоемкость изготовления, повысить качество и надежность, сократить потребность в специальном оборудовании, участвующем в технологическом процессе, что доказано богатым опытом подавляющего большинства европейских фирм-производителей гидроцилиндров [2; 13].

В соответствии с новым технологическим процессом в производстве гидроцилиндров используются холоднотянутые хонингованные или раскатанные трубы, хромированные штоки и уплотнения итальянских или швейцарских фирм. Материал трубы: сталь для сосудов, работающих под давлением, холоднотянутая;  $\sigma_b > 570$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_t > 470$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\delta > 15\%$ . Материал штоков: сталь  $\sigma_b > 570$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_t > 470$  Н/мм<sup>2</sup>;

$\delta > 15\%$ . Трубы поставляются длиной 2...8,4 м (в зависимости от диаметра) с параметром шероховатости рабочей поверхности  $\sqrt{Ra}0,4$  мкм, причем торцы труб закрыты пластмассовыми пробками, что исключает попадание влаги и загрязнений при транспортировке. Штоки поставляются длиной 3...7,2 м (в зависимости от диаметра) с параметрами шероховатости  $\sqrt{Ra}0,2$  мкм. Каждый шток находится в закрытом тубусе, который предохраняет рабочую поверхность от ударов и загрязнений. Штоки выпускаются по 18-ти стандартам в зависимости от марки стали (рабочая температура до  $-55^\circ\text{C}$ ), термообработка (объемная закалка или ТВЧ).

Раскрой труб и хромированных штоков на заготовки производится на ленточно-отрезных станках. Отрезные заготовки укладываются в межоперационную тару. Обработка штоков осуществляется на универсальных токарных станках или станках с ЧПУ.

Типовой гидроцилиндр показан на рис. 1.4,з. При производстве гидроцилиндров в основном отказываются от сварки или производят ее по специальной технологии, минимизирующей тепловые деформации гильзы. Штоки и гильзы гидроцилиндров поставляют также АОЗТ СП «ФИНАРОС» (г. Санкт-Петербург). При проектировании гидроцилиндров рекомендуется соблюдать международные стандарты (ИСО) посадочных мест под уплотнения и опоры для поршней (прил. 3).

## 1.6. Изготовители и поставщики цилиндров

Из справочных источников [2] следует, что ОАО «Агрегатный завод» выпускает гидроцилиндры моделей ОСТ 2-Г79-1-77 1215, Ц 140 1213 на  $p_{\text{ном}}$  от 10 до 25 МПа; ООО «Гидросила» (г. Люберцы Московской обл.) выпускает цилиндры моделей ЦГП 1213 на  $p_{\text{ном}} = 32$  МПа; ОАО «Елецгидроагрегат» (г. Елец Липецкой обл.) выпускает цилиндры Цг 1213, ЦГ 1216 на  $p_{\text{ном}}$  от 16 до 28 МПа; АООТ «Омскгидропривод» (г. Омск) выпускает цилиндры Гс 75 2113, ППТ 3112 на  $p_{\text{ном}}$  от 10 до 16 МПа; ОАО «КЭМЗ» (г. Ковров Владимирская обл.) изготавливает цилиндры моделей Ц 1213, Ц 1211 на  $p_{\text{ном}} 12\div 16$  МПа; АО «Гидромаш» (г. Кобрин, Брестская обл.) выпускает гидроцилиндры модели КГЦ на  $p_{\text{ном}}$  до 32 МПа; ОАО «КМЗ» (г. Новокузнецк), ОАО «ДЗГО» (ст. Дарасун) изготавливают цилиндры для специальных бурильных установок до  $\varnothing 125$  мм. Ход цилиндров ( $S$ , мм) рассмотренных моделей принят

из стандартного ряда ГОСТ 6540-68 в зависимости от технологических требований и заказов потребителей.

Более подробные сведения о параметрах цилиндров, схемах монтажа и рекомендации к эксплуатации приведены в источниках [2; 8] и зависят от области применения, конструкции цилиндра, режима работы. Рекомендуется ход цилиндра делать несколько большим, чем ход рабочего органа, во избежание ударов поршня о крышки, а в цилиндрах, где требуется остановка и работа в промежуточном положении (гидравлические краны, горные машины и т. д.), во избежание «сползания» применяются гидрозамки.



## Глава 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОЦИЛИНДРОВ

### 2.1. Задачи расчета и исходные данные

В задачи расчета гидроцилиндров входит определение усилий  $F$ ,  $H$ ; диаметров гильзы  $D$ , мм; штока  $d$ , мм; выбор уплотнений поршня и штока; расчет толщины гильзы  $j$ , мм; диаметральной деформации  $\Delta D$ , мм; линейной податливости системы  $e_s$ , мм/Н; конструктивных параметров крепежных элементов; мощности  $P$ , кВт.

Исходные данные:

- вид привода, в котором используется гидроцилиндр, – объемный с дроссельным регулированием, для манипулятора промышленного робота машиностроительной, горной, металлургической промышленности, строительно-дорожных машин;
- тип гидроцилиндра;
- рабочая нагрузка  $F_n$ ,  $H$ ;
- скорость рабочего хода  $U_p$ , м/с;
- скорость обратного хода  $U_x$ , м/с;
- длина хода поршня  $S$ , мм; степень неравномерности скорости  $\chi\%$  ( $\chi = U/U_{\max} < 1$ );
- перемещаемая масса  $m$ , кг;
- конструктивные особенности: крепление, торможение, уплотнения.

### 2.2. Методика расчета силовых, скоростных и конструктивных параметров цилиндров

Приводится обобщенная по литературным источникам [2–5; 7; 8; 11] скорректированная и дополненная в области точности и податливости методика расчета и конструирования гидравлических цилиндров. Основные параметры поршневого цилиндра с односторонним штоком (рис. 2.1)  $A$ , см<sup>2</sup>;  $D$ ,  $d$ , мм;  $F$ , Н;  $p$ , МПа;  $U$ , м/мин;  $Q$ , л/мин.

Площадь поршневой и штоковой полости:

$$A_1 = D^2/127; A_2 = D^2 - d^2/127. \quad (2.1)$$

Усилие, развиваемое цилиндром:

$$F_1 = 100k_{\text{тр}}(p_1A_1 - p_2A_2); F_2 = 100k_{\text{тр}}(p_2A_2 - p_1A_1), \quad (2.2)$$

где  $k_{тр} = 0,9...0,98$  – коэффициент, учитывающий потери на трение;  $p_1, p_2$  – давление в поршневой и штоковой полостях, МПа.

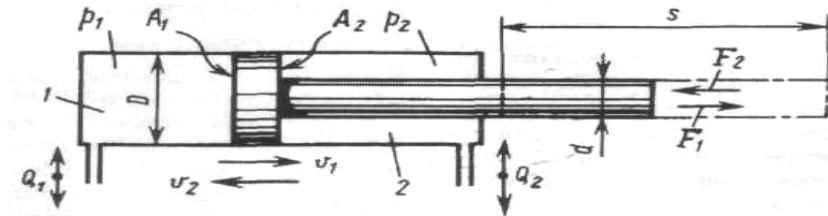


Рис. 2.1. Основные параметры цилиндра

Скорость прямого и обратного хода:

$$U_1 = 1270(Q_1/D^2) = 10(Q_1/A_1); U_2 = 1270(Q_2/D^2 - d^2) = 10(Q_2/A_2). \quad (2.3)$$

Расход масла:

$$Q_1 = U_1 D^2 / 1270; Q_2 = U_2 (D^2 - d^2) / 1270. \quad (2.4)$$

Главным параметром силового цилиндра является усилие  $F(H)$ , которое на стадии проектирования в первом приближении предлагается определять по коэффициенту запаса  $k_3$ . Таким образом, необходимое усилие

$$F = k_3 F_H. \quad (2.5)$$

Коэффициент запаса при дроссельном регулировании следует принимать 1,5–3 в соответствии с техническими требованиями к цилиндрам.

В зависимости от назначения и типа оборудования (станки, краны, манипуляторы и т. д.) максимум силы может соответствовать переходным режимам (например, реверс стола в шлифовальных станках) или моменту резания (строгальные, долбежные, протяжные станки), поэтому выбор диаметра цилиндра и максимального рабочего давления в гидроприводе должен производиться на основании анализа графиков изменения нагрузок во времени цикла (при прямом и обратном ходах).

Задавая номинальное давление  $p$  (МПа) из стандартного ряда и тип цилиндра, определяют диаметр цилиндра с учетом его КПД  $\eta_M$  (0,85...0,95) и коэффициента потерь давления в гидросистеме  $\eta_r$  (0,75...0,9):

$$D = 1,13 \sqrt{F / p \cdot \eta_M \cdot \eta_r}. \quad (2.6)$$

При заданном соотношении скоростей прямого и обратного ходов ( $U_1 < U_2$ ) в случае, когда количество масла, поступающего в цилиндр, постоянно,

$$d = D\sqrt{1 - (U_1/U_2)}. \quad (2.7)$$

Диаметр цилиндра  $D$  и штока  $d$  выбирается из стандартного ряда ГОСТ 6540-68. После предварительного определения  $D$  и  $d$  уточняется усилие  $F$  с учетом всех нагрузок, сил трения и динамики механизма. В процессе работы оборудования цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки  $F_n$  (например, силы резания, зажима, подъема, поворота, удержания и т. д.), трения  $F_{тр1}$  в направляющих,  $F_{тр2}$  в уплотнениях поршня и штока, веса  $G$ , противодействия  $F_{пр}$ , зависящие от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости, а в динамических режимах – инерционные нагрузки  $F_{ин}$ .

$$F = F_n + F_{тр10} + \sum F_{тр2} + G + F_{пр} + F_{ин}. \quad (2.8)$$

Сила трения  $F_{тр1}$ ,  $H$  в рабочих органах зависит от конструкции рабочего органа, скорости перемещения, материала трущихся частей и т. д., определяется по формуле [7, с. 327]

$$F_{тр10} = fG = fmg, \quad (2.9)$$

где  $f$  – коэффициент трения в направляющих при разгоне рабочих органов, принимается  $f = 0,05...0,08$  свыше  $0,2$  м/с;  $f = 0,10...0,12$  при скоростях меньше  $0,2$  м/с [7, 327].

Сила трения в подвижных соединениях при уплотнении манжетам определяется по формуле [2, с. 339]

$$F_{тр} = \pi DH(p - p_k)\mu z, \quad (2.10)$$

где  $D$  – диаметр уплотняемой поверхности, мм;  $H$  – ширина манжеты, мм;  $p$  – давление масла, МПа;  $p_k = 2,5$  МПа – контактное давление, возникающее при манжете;  $\mu = 0,1...0,13$  – коэффициент трения;  $z$  – число манжет.

Сила трения поршня и штока при установке в цилиндрах различных резиновых манжет и колец может быть определена по следующим формулам [7, с. 329]:

– для поршня

$$F_{тр2п} = \pi(zp_k + p_{yn})Db\mu_n; \quad (2.11)$$

– для штока при уплотнительных кольцах с шевронным (елочным) профилем

$$F_{\text{тр2ш1}} = \pi d h p; \quad (2.12)$$

– для штока с манжетным уплотнением

$$F_{\text{тр2ш2}} = \pi d h p \mu_{\text{ш}}, \quad (2.13)$$

где  $D, d$  – диаметр поршня и штока, мм;  $b, h$  – ширина поршня и длина уплотнения, мм;  $p$  – давление в штоковой полости цилиндра, МПа;  $p_{\text{к}}$  – давление кольца на стенку цилиндра, МПа;  $p_{\text{уп}}$  – уплотняющее давление, МПа;  $z$  – число колец;  $\mu_{\text{п}}, \mu_{\text{ш}}$  – коэффициенты трения поршня по цилиндру и штока по уплотнениям.

Сила противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра  $A_1$  и  $A_2$ :

$$F_{\text{пр}} = \Delta p_{\text{пр}} A_{1-2}, \quad (2.14)$$

где  $\Delta p_{\text{пр}}$  – потери давления на трение жидкости сил, МПа, принимается  $\Delta p_{\text{пр}} = 0,05 p$  [7, с. 328];  $A_{1-2}$  – поршневая или штоковая площадь поршня, мм<sup>2</sup>.

Инерционные нагрузки, действующие при разгоне и торможении, чаще всего не совпадают по времени с действием сил резания, в этих случаях нагрузки, преодолеваемые цилиндрами при разгоне и торможении, могут определяться по формулам (для вертикального движения) [2, с. 436]:

– при ускорении вверх

$$F = m\alpha_1 + G + \sum F_{\text{тр}};$$

– при замедлении вниз

$$F = m\alpha_2 + G - \sum F_{\text{тр}};$$

– при ускорении вниз

$$F = m\alpha_1 - G + \sum F_{\text{тр}}; \quad (2.15)$$

– при замедлении вверх

$$F = m\alpha_2 - G - \sum F_{\text{тр}}.$$

Предлагается [7, с. 328] на первом этапе проектирования и расчета инерционные силы определять по формуле

$$F_{\text{ин}} = GU/(qt_0), \quad (2.16)$$

где  $G = mq$  – ориентировочный вес перемещающихся частей, Н;  $U$  – максимальная скорость рабочего органа, м/с;  $t_0 = 0,01...0,5$  с – вре-

мя разгона поршня до рабочей скорости;  $q = 9,81$  – ускорение свободного падения;  $m = m_1 + 1,16 \cdot 10^{-2}(A_1^2 l_1 / d_1^2 + A_2^2 l_2 / d_2^2)$  – приведенная к поршню масса подвижных частей цилиндра, приводимого механизма и масла в поршневом и сливном трубопроводах;  $A_1, A_2$  – рабочие площади цилиндра, см<sup>2</sup>;  $m_1$  – масса подвижных частей цилиндра и приводимого механизма, кг;  $d_1, d_2, l_1, l_2$  – внутренние диаметры и длины соответственно напорного и сливного трубопроводов, мм;  $\alpha_1, \alpha_2$  – ускорения разгона и торможения, м/с<sup>2</sup>.

$$\alpha_1 = 0,139U^2/x_1; \alpha_2 = 0,139U^2/x_2, \quad (2.17)$$

где  $U$  – скорость поршня, м/мин;  $x_1, x_2$  – пути разгона и торможения, мм.

Для горизонтального движения  $G = 0$ .

После уточнения по формулам (2.8)–(2.16) усилий  $F$  корректируется диаметр поршня и штока (если это необходимо) и согласуется с ГОСТ 6540-68, определяются параметры цилиндра.

Толщина стенки гильзы цилиндра:

$$j \geq 2 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot D / \Delta D, \quad (2.18)$$

где  $\Delta D$  – допустимая диаметрально-деформация (мкм) стенок толщиной  $j$  (мм) цилиндра с внутренним диаметром  $D$  (мм) под действием внутреннего давления  $p$  (МПа).

Величину  $\Delta D$  можно задать путем использования допуска формы на диаметр поршня  $D$ , приняв величину допуска формы 60% (нормальная точность) от допуска на размер для 8 квалитета (ДН8) [6, с. 441]:

$$\Delta D = 15 \cdot 10^{-3} (0,45 \sqrt[3]{D + 0,001D}). \quad (2.19)$$

Толщину стенки цилиндров, у которых ( $D/j \geq 16$ ), рассчитывают по формуле [5, с. 108]

$$j \geq p_{\max} \cdot D / 2 \cdot [\sigma_p], \quad (2.20)$$

где  $p_{\max}$  – максимальное давление в цилиндре, МПа;  $[\sigma_p]$  – допустимое напряжение, для стали  $[\sigma_p] = 50$ –60 МПа.

При толщине стенки  $j \leq 0,1D$  и  $j \geq 0,1D$  диаметрально-деформация  $\Delta D$  (мкм) определяется по формулам [2, с. 436]:

$$\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D^2 / j; \quad (2.21)$$

$$\Delta D = 5,1 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D \cdot ((0,425 \cdot D^2 / D \cdot j + j^2) + 1). \quad (2.22)$$

Стенки цилиндра проверяются на прочность по формуле [7, с. 303]

$$\sigma = 0,4D^2 + 1,3D_{\text{нар}}^2/D_{\text{нар}}^2 - D^2 \cdot p_y < [\sigma_p], \quad (2.23)$$

где  $D_{\text{нар}}$  – наружный диаметр гильзы цилиндра, мм;  $p_y$  – условное давление, МПа.

Диаметр условного прохода штуцеров:

$$d_y \geq 4,6 \sqrt{Q_{\text{max}}/U_m}, \quad (2.24)$$

где  $Q_{\text{max}} = A \cdot U_{\text{max}} \cdot 60 \cdot 10^{-3}$  л/мин – максимальный расход жидкости;  $U_m = 5$  м/с – допустимое значение скорости движения масла в трубопроводе;  $A$  – активная мощность поршня, соответствующая направлению скорости. Диаметр  $d_y$  согласовывается с установленным рядом по ГОСТ 16516-80.

При сжимающих нагрузках в штоке может возникнуть прогиб (потеря устойчивости). Для исключения этого явления рекомендуется по заданному значению  $S$  определить приведенный ход:

$$s_{\text{пр}} = s \cdot k_3, \quad (2.25)$$

где  $k_3$  – коэффициент закрепления ( $k_3 = 0,5 \dots 2$ ), зависит от способа закрепления [2, с. 435].

Далее учитывается наибольшее значение сжимающей силы  $F$  по номограмме [2, с. 436], уточняется необходимый диаметр штока.

Расчет цилиндра на устойчивость. Критическая сила:

$$F_{\text{кр}} = \pi^2 E J_{\text{min}} / (ks)^2, \quad (2.26)$$

где  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости термообработанного штока, изготовленного из качественной конструкционной стали;  $J_{\text{min}} = 0,1 d^4$  – наименьший момент инерции поперечного сечения штока, мм<sup>4</sup>;  $(ks)^2$  – приведенная длина цилиндра, мм.

Запас устойчивости:

$$n_y = F/F \geq [n]_y = 2,5 \div 4. \quad (2.27)$$

Для цилиндров, имеющих скорость перемещения поршней более 18 м/мин, а в точных станках более 8 м/мин, в конце хода применяют тормозные устройства, исключающие резкий удар о крышку. Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути. При установке на входе цилиндра тормозного золотника с конической формой рабочего элемента площадь проходного сечения дросселирующей

щели (мм<sup>2</sup>) тормозного устройства в начальный момент торможения рассчитывается по формуле

$$A_{\text{щ}} = A_2^{1.5} \cdot U_0 / \sqrt{a_{\text{max}} \cdot m}, \quad (2.28)$$

где  $A_2$ , см<sup>2</sup>;  $U_0$ , м/мин – начальная скорость движения;  $\alpha$  – м/с<sup>2</sup>.

Длина (мм) тормозного конуса (прорезей)

$$y = 0,46(U_0^2/\alpha_{\text{max}}) \text{tg}\alpha. \quad (2.29)$$

При торможении цилиндра тормозными втулками, входящими с малым зазором в отверстие крышки, диаметральный зазор (мкм) без учета сил трения определяется по формуле

$$\delta = 166/d \frac{166}{d} \cdot \sqrt[3]{\frac{A_2^2 v d^2 x U_0}{m U_0 / x + 715 p A_1}}, \quad (2.30)$$

где  $v = 2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость масла.

При равнозамедленном торможении увеличение давления в задней полости цилиндра следующее:

$$\Delta p = m U_0 / 720 x A_2. \quad (2.31)$$

В некоторых случаях размеры цилиндра определяются требованиями плавности движения или возможностью обеспечения малых подач при минимальных расходах дросселирующих устройств. Устойчивое (плавное) движение горизонтально расположенных механизмов подачи агрегатных станков ( $s = 4$  мм/мин) может быть обеспечено при определенном соотношении  $D$  и  $s$  [2, с. 440].

Сжимаемость масла в рабочей полости цилиндра приводит к запаздыванию  $\tau$  (с) начала движения его штока:

$$\tau = 0,06 \frac{A H \Delta p}{Q E}, \quad (2.32)$$

где  $\Delta p$  – изменение давления, обеспечивающее начало движения, МПа.

Статическая жесткость цилиндра  $C$  (Н/мм)

$$C = 10E / [(A_1^2 / H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}], \quad (2.33)$$

где  $H_1$  – высота столба масла (см) в полости площадью  $A_1$  (см<sup>2</sup>);  $V_{10}$ ,  $V_{20}$  – объем масла в полостях и соединительных линиях в крайних положениях поршня;  $E$  – модуль упругости масла, МПа. Рекомендуется для практических расчетов принимать  $E = (1,4 \dots 1,7) 10^3$  МПа.

При разработке цилиндров для точных механизмов критерием оценки деформации является податливость – величина, обратная жесткости.

Так, линейная податливость гидроцилиндра  $e_s$  (мм/Н) [2, с. 439]:

$$e_s = 1/10E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]. \quad (2.34)$$

Собственная частота (Гц) привода с цилиндром:

$$f = 5\sqrt{C/m}, \quad (2.35)$$

где  $C$ , Н/мм;  $m$ , кг.

Предельная мощность цилиндра  $P$  (кВт)

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F. \quad (2.36)$$

При использовании цилиндров со стяжками рассчитывается диаметр стяжки, скрепляющий переднюю и заднюю крышки:

$$d_c \geq 4F_{\max} / \pi \cdot n \cdot [\sigma], \quad (2.37)$$

где  $F_{\max} = p_{\max} \cdot (\pi D^2/4)$  – максимальное усилие, Н;  $n$  – число стяжек;  $[\sigma] = 0,6\sigma_r$  – допускаемое напряжение на разрыв.

Величина удлинения (мм) стяжки под действием максимального усилия  $F_{\max}$ :

$$\Delta L = (L_c \cdot 4 F_{\max}) / \pi \cdot n \cdot d_c^2 \cdot E \leq \Delta L, \quad (2.38)$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;  $[\Delta L] = 0,5$  мм – допустимая величина удлинения стяжки.

При длине гидроцилиндра более 1 м целесообразно крепить крышки к гильзе с помощью болтов, диаметр которых может быть рассчитан по формуле (2.37). При креплении втулки цилиндра и поршня на штоке с помощью сегментов, работающих на смятие и срез, рассчитывается активная площадь сегмента по формулам:

$$\begin{aligned} A_{см} &= F_{\max} / [\sigma]_{см}; \\ A_{ср} &= F_{\max} / [\tau]_{ср} \end{aligned} \quad (2.39)$$

В свою очередь  $A_{см}$  и  $A_{ср}$  будут зависеть от высоты сегмента  $h$  (мм) и его ширины  $b$  (мм):

$$A_{см} = \pi(D_{тр}^2 - d_c^2)/4. \quad (2.40)$$

Из уравнений (2.37) и (2.36) следует, что

$$d_c = \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{тр}^2 \cdot [\sigma]_{см} - 4F_{\max}}{\pi[\sigma]_{см}}}, \quad (2.41)$$



где  $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемые напряжения смятия для стали с  $\sigma_{\text{в}} \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ . При переменной нагрузке  $[\sigma]_{\text{см}}$  необходимо уменьшить на 50%.

Высота кольца сегмента по диаметру зависит от глубины врезания  $t_2$  (мм), сегментов в гильзу и шток и определяется из соотношения  $t_2 = 0,4h$  и  $D_c = d + 1,2h$ :

$$h = (d - d_c)/0,8. \quad (2.42)$$

Площадь среза,  $\text{мм}^2$ :

$$A_{\text{ср}} = \pi \cdot d \cdot b. \quad (2.43)$$

Ширина сегмента  $b$  (мм) из уравнений (2.39) и (2.43):

$$b = F_{\text{max}} / \pi \cdot D[\tau], \quad (2.44)$$

где  $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$  – допустимое напряжение на срез.

В практике машиностроения для сегментов применяется сталь 45 ГОСТ 1050-88, после термической обработки сегменты имеют твердость  $50 \pm 2 \text{ HRC}_3$  и обладают высокой прочностью на срез и смятие.

Диаметр болтов для крепления гидроцилиндра на лапах без использования установочных штифтов:

$$d_{\text{б}} \geq 4F_{\text{max}} / \pi \cdot n \cdot f \cdot [\tau], \quad (2.45)$$

где  $f = 0,1$  – коэффициент трения;  $n$  – число болтов.

При использовании штифтов (совместно с болтами) для крепления гидроцилиндра на лапах диаметр болтов может быть рассчитан по формуле (2.37) при  $[\sigma] = 0,6\sigma_{\text{т}}$ , а диаметр штифтов по этой же формуле при  $[\sigma] = 0,3\sigma_{\text{т}}$  (допустимое напряжение на срез),  $n$  – число штифтов.

Диаметр резьбовой части штока рассчитывается по формуле (2.37). При креплении цилиндра на цапфах или на проушинах диаметр цапфы (проушины) определяется по формуле

$$d_{\text{ц(пр)}} \geq \sqrt{F_{\text{max}} / n_{\text{ц(пр)}} \cdot l_{\text{ц(пр)}} \cdot [q]}, \quad (2.46)$$

где  $n = 2$  – число цапф (проушин, серьг);  $l_{\text{ц(пр)}}$  – длина цапфы (толщина проушины), мм;  $[q]$  – допускаемое давление для опоры скольжения (для пары бронза – сталь  $[q] = 20 \text{ МПа}$ ).

Палец проушины серьги рассчитывается на срез по формуле

$$[\tau]_{\text{ср}} = 4 F_{\text{max}} / \pi d^2 \leq [\tau]_{\text{ср}}. \quad (2.47)$$

**Примечание.** Согласно Г.Б. Иосилевичу [20, с. 77], рекомендуется принимать  $[\tau]_{\text{ср}} = 0,2\sigma_{\text{в}}$ ,  $[\sigma]_{\text{см}} = (0,4...0,5)\sigma_{\text{в}}$ .

Внутренний диаметр трубы (высоконапорного рукава) вычисляется по формуле [7, с. 316]

$$d_T \geq 1,13\sqrt{Q_H/U_T}, \quad (2.48)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $U_T = 1,5-2,0$  м/с; 3,5 и 5,5 м/с – скорость масла соответственно для всасывающих, нагнетающих и коротких мест сужения трубопроводов.

Толщина стенки трубы определяется по формуле [7, с. 316]

$$j_T = p \cdot d_T / 2[\sigma]_p, \quad (2.49)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение при растяжении (для стальных труб  $[\sigma]_p = 40...60$  МПа).

### 2.3. Выбор уплотнений

Уплотнения гидроцилиндров должны быть достаточно герметичными, надежными, удобными для монтажа, создавать минимальный уровень трения, иметь небольшие размеры, низкую стоимость и совместимость с рабочей жидкостью.

**Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения по ГОСТ 9833-73** отличаются простой конструкцией, минимальными размерами, возможностью герметизации радиального соединения независимо от направления действия давления, широкой универсальностью, низкой стоимостью, хорошей герметичностью. Недостаток – ограниченная долговечность в подвижных соединениях. Рабочие температуры:  $-60...+200^\circ\text{C}$  (для резины группы 2:  $-50...+100^\circ\text{C}$  и группы 4:  $-30...+120^\circ\text{C}$ ); уплотняемое давление до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа – в подвижных; скорость перемещения до 2 м/с. Гарантийный срок эксплуатации колец для неподвижных соединений из резины группы 4 при давлении до 32 МПа и температуре  $25^\circ\text{C}$  составляет 7 лет (при температуре  $+50, +70^\circ\text{C}$  соответственно 8500 и 18000 часов), из резины группы 2 – 6 лет (при температуре  $+50, +70^\circ\text{C}$  соответственно 3700 и 720 часов). Срок сохраняемости – 9–10 лет. Кольца имеют две группы точности: 1 – для подвижных соединений и 2 – для неподвижных. Их изготавливают из различных групп резины по ГОСТ 8829-73. Основные параметры резиновых колец даны в справочниках [2; 8].

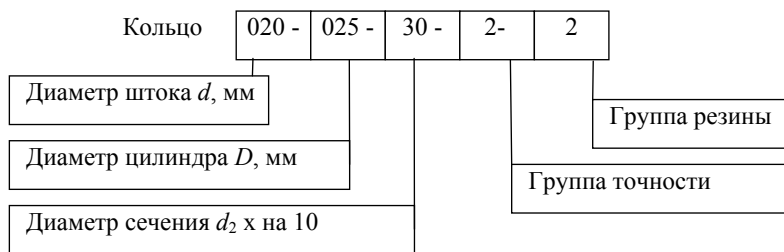


Рис. 2.2. Шифр обозначения уплотнительных резиновых колец

**Манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств по ГОСТ 14896-84** предназначены для уплотнения деталей гидроцилиндров, перемещающихся со скоростью до 0,5 м/с при давлении от 0,1 до 50 МПа и температуре от -60 до +200° С, ходе  $S$  до 10 м и частоте срабатывания до 0,5 Гц. Для работы с минеральными маслами применяются манжеты, изготовленные из резины группы 0; 1; 2а; 2б и 4. Установленный срок сохраняемости манжет, изготовленных из резины групп 0 и 1 – 4 года, остальных – 2 года. Шифр обозначения манжет приведен на рис. 2.3.

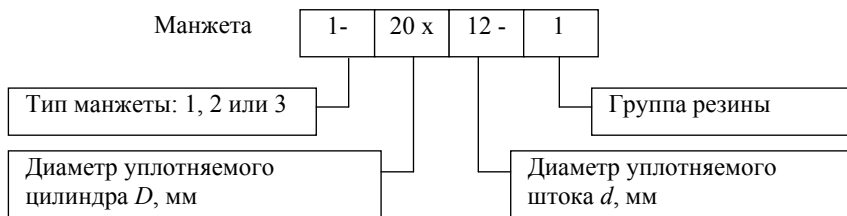


Рис. 2.3. Шифр обозначения манжет

Основные размеры уплотнительных резиновых манжет приведены в справочной литературе [1; 2; 8].

**Грязесъёмники резиновые по ГОСТ 24811-81** предназначены для очистки от грязи поверхностей штоков гидроцилиндров, изготавливаются четырех типов: 1 – закрепляемые во фланцевых соединениях; 2 – устанавливаемые в посадочные места по рекомендациям СЭВ; 3 – комбинированные (резиновое основание, второпластовый скребок); 4 – закрепляемые запрессовкой в посадочные места. Пример условного обозначения грязесъёмника типа 1 для штока диаметром 32 мм – **грязе-съёмник 1-32 ГОСТ 24811-81**.

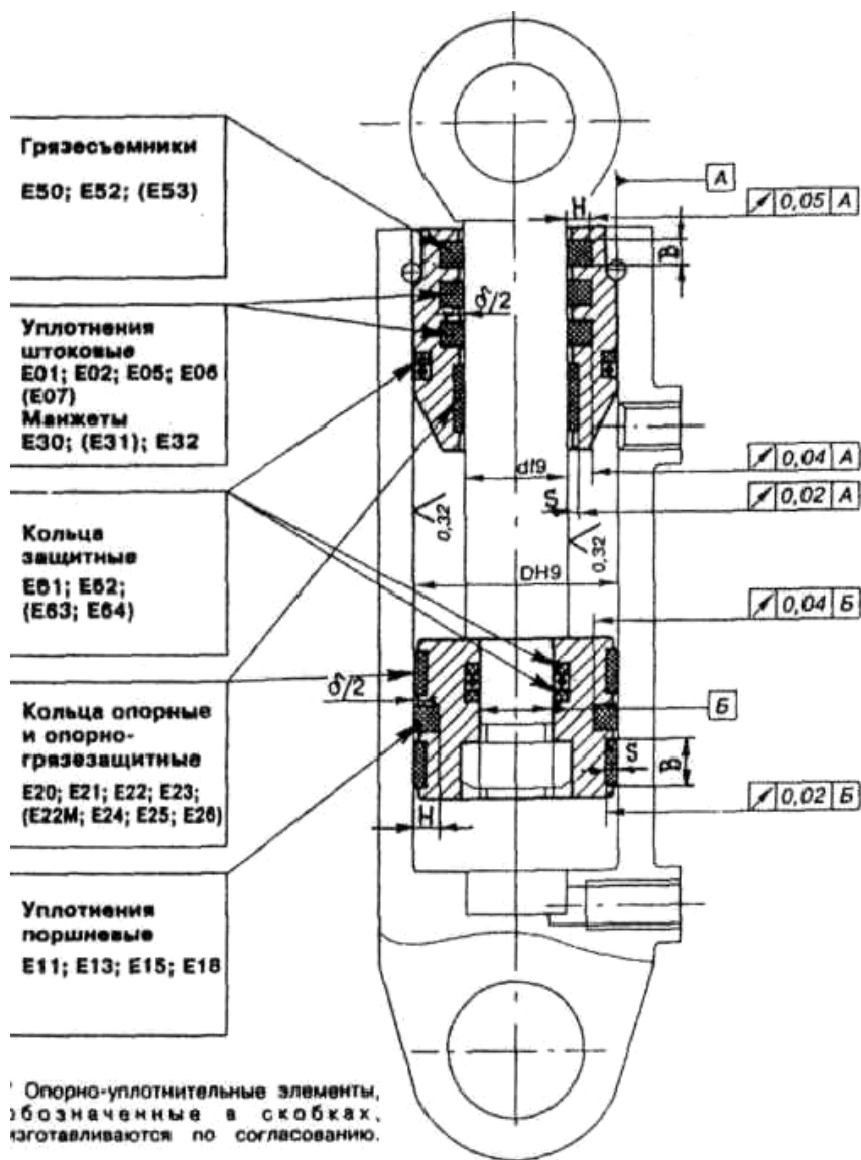


Рис. 2.4. Уплотнительные, опорные и грязесъемные элементы  
ООО «Компания АГА» (ЭЛКОНТ) для гидроцилиндров

**Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ** (ООО «Компания АГА») [14] предназначены для стандартных гидроцилиндров диаметром 20...250 мм (рис. 2.4), работающих в среде минеральных масел и водомасляных эмульсий с чистой водой не грубее 10 класса по ГОСТ 17216-2201, вязкостью 12...1500 мм<sup>2</sup>/с при давлении до 80 МПа, температуре от -50 до +200° С и линейной скоростью до 10 м/с. Рекомендуемые значения диаметрального зазора при давлениях до 10; 20 и 40 МПа находятся в пределах соответственно 0,7...1,02; 0,5...1 и 0,3...0,6 мм (для уплотнений E18, работающих при давлении до 80 МПа,  $\delta = 0,2...0,4$  мм).

Окончательный выбор уплотнений происходит в соответствии с табл. 2.1.

Таблица 2.1

Рекомендации по выбору уплотнений в гидроцилиндрах

Наименование	Стандарт	$P_{\max}$ , МПа	$U_{\max}$ , м/с
Кольца резиновые круглого сечения	ГОСТ 9833-73	50	0
		32	2,0
Манжеты резиновые	ГОСТ 14896-84	50	0,5
Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ		80	10,0
Шевронные уплотнения	ГОСТ 22704-77	63	3,0

## 2.4. Рекомендации по монтажу уплотнений

**Кольца.** При монтаже кольца следует предохранять от перекосов, скручивания и механических повреждений. Сопрягаемые детали должны иметь конусные заходные фаски под углом 15...30° к направлению движения. Перед монтажом кольца рекомендуется смазывать.

**Манжеты.** При монтаже места установки и трущиеся поверхности следует покрыть тонким слоем густого смазочного материала. Манжеты с  $d > 76$  мм могут монтироваться в закрытых канавках поршня, причем их кратковременное растяжение при монтаже должно быть не более 25%. При давлении свыше 10 МПа следует применять защитные кольца по ГОСТ 14896-84, а при повышенной запыленности внешней среды – грязезъёмники по ГОСТ 24811-81.

В гидросистемах должны быть фильтры со степенью очистки не более 50 мкм. Движущиеся поверхности, контактирующие с манжетами,

рекомендуется обработать до 47 HRC<sub>3</sub> с последующим хромированием. Давление масла должно разжимать лепестки манжеты, гнездо и шток должны иметь заходные фаски, а если их нет, то следует применять монтажные втулки. Манжеты, вынутые из гнезда, обычно повторно не используются. Центрирующую поверхность штока рекомендуется располагать со стороны, противоположной направлению действия рабочего давления  $p$ , во избежание выдавливания манжеты в зазор.

**Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ.** Штоковые E01, E05, E02, E06 состоят из уплотнительного, поджимного и защитного колец, размеры посадочных мест ISO DP 7425/2. Для повышения надежности и герметичности рекомендуется установка двух компонентов. При наличии защитных колец давление может быть увеличено с 40 до 80 МПа. Уплотнения E07 устанавливаются в канавки глубиной 5 мм и применяются, главным образом для телескопических гидроцилиндров. Поршневые E13, E13M, E15 и E15M комплектуются защитными кольцами. Размеры посадочных мест соответствуют ISO DP 7425/1. Уплотнения E18 применяются в гидрофицированном инструменте при  $p$  до 80 МПа.

Кольца опорные E20, E21, E22, E23, E25, E26 изготавливаются резиновыми с косым или ступенчатым замком, размеры E20 соответствуют ISO RP 10766. Кольца E21 и E22 выполняются обычной, повышенной (П) или особой (Т) точности.

Штоковые манжеты E30, E31 на номинальное давление  $p = 25$  МПа, E32 со встроенными кольцами на  $p = 50$  МПа.

Для гидрошарниров и трубопроводов используются уплотнения E42, E42-2, они работают при  $p = 40$  МПа и  $U$  до 0,25 м/с.

Более подробные сведения об уплотнениях даны в технической литературе [2].

## 2.5. Испытание гидроцилиндров

Гидроцилиндры испытываются заводом-изготовителем.

Стенд для испытания гидроцилиндров (рис. 2.5) содержит испытываемый 12 и нагрузочный 19 цилиндры, бак, насос 2, предохранительный 26 и подпорный 25 клапаны, фильтр 4, распределитель 6, дроссели 5, 7, 20 и 21, обратные клапаны 23, 24, вентили 9, 10, 14 и 15, манометры 3, 11, 13, 18 и 22, мензурки 8, 16 и линейку 17.

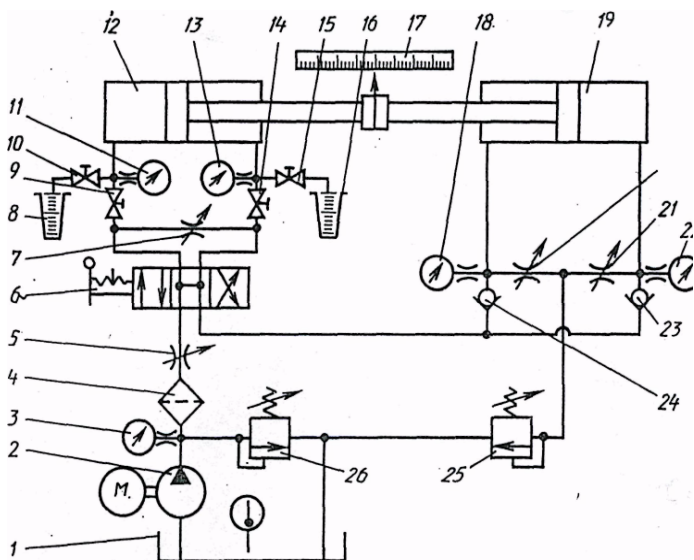


Рис. 2.5. Схема стенда для испытания гидроцилиндров

Проверка функционирования проводится при номинальном давлении и давлении холостого хода. Прочность проверяется в двух крайних положениях давлением  $1,5p_{\text{ном}}$  в течение 3 минут. В этих же условиях проверяется устойчивость штока, выдвинутого на  $0,95-0,98$  длины его хода (до контакта со специальным упором). Наружная герметичность проверяется при давлении не менее  $1,25p_{\text{ном}}$ . Внутренние утечки проверяются при  $p_{\text{ном}}$  не менее чем через 30 с после остановки поршня в двух крайних и среднем положениях (на упоре). При этом масло подводится, например, в штоковую полость, а утечка из поршневой полости измеряется мензуркой после того, как перекрыт вентиль 9 и открыт вентиль 10. Давление страгивания проверяется в двух крайних положениях при отсоединенном нагрузочном цилиндре. При этом переключается распределитель 6, прикрывается дроссель 5 и открываются дроссели 7, 20 и 21. Далее, медленно прикрывая дроссель 7, увеличивают перепад давлений (контролируется манометрами 11 и 13) до страгивания поршня. После начала движения перепад давлений вновь медленно уменьшают до тех пор, пока поршень не начнет перемещаться рывками. Давление, после которого начинаются рывки, является давлением холостого хода. При дальнейших проверках дроссель 5 полностью открывают, а

дроссель 7 – перекрывают. Скорость поршня измеряется линейкой и секундомером. Развиваемое цилиндром усилие  $F$  проверяется по перепаду давлений в нагрузочном цилиндре 19 (регулируется дросселями 20 и 21). Механический КПД цилиндра рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{мех}} = F/100(p_{\text{ном}}A_1 - p_{\text{сл}}A_2), \quad (2.50)$$

где  $p_{\text{сл}}$  – давление в сливной линии;  $A_1, A_2$  – площади поршня в поршневой и штоковой полостях ( $F, H; p$ , МПа;  $A$ , см<sup>2</sup>).

Полный КПД определяется следующим образом:

$$\eta = \eta_{\text{мех}} (100A_1v)/(100A_1v + q), \quad (2.51)$$

где  $v$  – скорость движения штока при нагрузке, соответствующей перепаду давлений в полостях, равному  $p_{\text{ном}}$ ;  $q$  – внутренние утечки ( $A$ , см<sup>2</sup>;  $U$ , м/мин;  $q$ , см<sup>3</sup>/мин).



## Глава 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

### 3.1. Разработка технических заданий на проектирование гидроцилиндров

Изготовление любой машины, механизма, прибора, сооружения и т. д. в настоящее время осуществляется, как правило, по проектам. Проект обычно состоит из расчетно-пояснительной записки, чертежей, а в особо ответственных случаях ещё и макета или модели проектируемого изделия.

Проектом называется совокупность расчетов, чертежей и пояснений к ним, предназначенных для определения параметров геометрии, кинематики, динамики, производительности и прочности элементов конструкции машины на основании её технической целесообразности и экономических преимуществ. Качество проекта определяется учетом достижений науки и техники.

Функции, выполняемые заказчиком, разработчиком, изготовителем и потребителем продукции, определяет ГОСТ 15.001-73 «Разработка и поставка продукции на производство». Стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения конструкторской работы регламентированы нормами единой системы конструкторской документации (ЕСКД) – ГОСТ 2.103-68. Согласно ГОСТ 2.103-68 предусматривается пять стадий разработки конструкторской документации: 1 – техническое задание (код ТЗ, ГОСТ 15.001-73); 2 – техническое предложение (с литерой *П*); 3 – эскизный проект (с литерой *Э*); 4 – технический проект (с литерой *Т*); 5 – разработка технической документации на основании технического проекта, для опытного образца или партии (с литерой  $O_1, O_2$ ), для установочной серии (с литерой *А*), для устанавливающего серийного или массового производства (с литерой *Б*).

Главным критерием качества и ценности любого проекта являются содержащиеся в нем идеи, мысли, инженерная творческая способность автора (авторов), обладающего необходимой суммой знаний.

Для учебных целей техническое задание (код ТЗ ГОСТ 15.001-73) разрабатывает преподаватель дисциплины, в нем указывается назначение и технические характеристики на проектирование. Некоторые данные по проектированию гидравлических цилиндров даются в ру-

копированном методическом пособии к курсовой работе по гидроприводу металлорежущих станков [21]. В нем даются рекомендации по выбору рабочего давления  $p$  (МПа) в гидросистемах в зависимости от  $F_{\max}$  (Н), развиваемой цилиндром (табл. 3.1), и последовательность расчетов.

Таблица 3.1

Рекомендуемые значения рабочих давлений в зависимости от силы, развиваемой гидроцилиндром

$F_{\max}$ , кН	10	10–20	20–50	50–100	100–500	500–1000	1000
$p$ , МПа	1,6	2,5	4	6,3	10	12,5	16

В пособии отмечается, что большинство стандартных гидроцилиндров используются при давлении до 10 МПа, пластинчатые нерегулируемые насосы типа Г12 обеспечивают номинальное давление 6,3...12,5 МПа, регулируемые пластинчатые – 4...6,3 МПа, аксиально-поршневые нерегулируемые типа Г13 – 16 МПа, типа 2Г15 – 6,3 МПа, полостные установки типа Г48 – 2,5...6,3 МПа; стандартные трубопроводы и соединения при давлениях до 6,3 МПа (стальные трубы – до 16 МПа). За 15 лет данные устарели.

В новых справочных материалах [2] указывается, что насосы отечественных заводов развивают номинальное давление 20...25 МПа, уплотнения для цилиндров ЭЛКОНТ выдерживают давление 40...80 МПа. За рубежом конструкции насосов развивают давление до 50 МПа и более.

Учитывая современное направление развития гидропривода и тенденции роста давления в гидросистемах, создание новых уплотнительных материалов и конструкций, в табл. 3.2 даются варианты технических заданий для проектирования гидравлических цилиндров.

Таблица 3.2

Варианты технических заданий для разработки гидроцилиндра

Вариант	Название	$F_n$ , кН	$m$ , кг	$U_1$ , м/с	$U_2$ , м/с	$S$ , мм	Дополнительные данные
0	Манипулятор	20	2000	0,075	0,1725	500	Подъем стрелы
1	Горизонтально-протяжной станок	100	$G = 3,5$ кН	0,025	0,33	200	
2	Автомобильный кран		40000	0,08	0,2	800	Подъем стрелы

Вариант	Название	$F_n$ , кН	m, кг	$U_1$ , м/с	$U_2$ , м/с	S, мм	Дополнительные данные
3	Гидравлический пресс	6300	12500	0,0025	0,035	1000	Цилиндр плунжерный
4	Гидравлический пресс	0	12500	0,0025	0,035	1000	Цилиндр подъёмный
5	Фрезерный станок	628	50	0,065	0,18	50	$p_{ном} = 32$ МПа
6	Фрезерно-строгальный	2,0	12000	0,067	1,35	6200	Сдвоенный цилиндр
7	Агрегатный станок	10	1000	0,1	0,2	1000	
8	Шлифовальный станок	0,1	500	0,083	0,083	700	С двумя штоками
9	Промышленный робот	63	2000	0,083	0,17	500	
10	ГАП, зажимное устройство	20	2100	0,08	0,16	100	
11	Токарный с ЧПУ	10	250	0,075	0,1725	1000	
12	Приспособление зажимное	20	50	0,075	0,15	50	
13	Многоцелевой станок	140	1000	0,067	1,35	6200	Цилиндр сдвоенный
14	Горизонтально-протяжный п/а	200	500	0,22	0,42	1600	
15	Автомобиль КамАЗ	100	20	5	10	100	
16	Робот специальный	26	200	0,83	1,7	1000	
17	Подающий механизм	20	150	0,035	0,25	2200	Цилиндр сдвоенный
18	Горизонтально-протяжный п/а	400	700	0,1	0,417	2000	
19	Зубодолбежный (приспособление)	8,82	30	0,1	0,4	50	$p = 2,5$ МПа
20	Фрезерно-центровальный (приспособление)	2,0	30	0,1	0,4	15	Мембранный $p = 0,4$ МПа
21	Шпоночно-фрезерный (приспособление)	10,6	20	0,1	0,5	25	Пневматический $p = 0,4$ МПа
22	Кругло-шлифовальный (цанговый патрон)	7,1	20	0,25	0,8	10	Пневматический $p = 0,4$ МПа
23	Автомобильный кран	20	2000	0,08	0,2	8000	Телескопический цилиндр
24	Манипулятор	10	2000	0,075	0,1725	320	

Вариант	Название	$F_n$ , кН	$m$ , кг	$U_1$ , м/с	$U_2$ , м/с	$S$ , мм	Дополнительные данные
25	Многофункциональный станок (приспособление)	12	70	0,06	0,2	50	

*Примечания.*

1. Конструктивные особенности цилиндров должны соответствовать назначению и области применения.
2. Недостающие для конструирования данные нужно принимать на основании творческого подхода, учитывая развитие технического направления гидропривода.

### 3.2. Расчет и проектирование гидравлического цилиндра подъема стрелы манипулятора

Исходные расчетные данные:

- вид привода – объёмный с дроссельным регулированием;
- тип гидроцилиндра – ГЦО компании «ГидроПак» для подъема стрелы манипулятора;
- рабочая нагрузка  $F_n = 20$  кН;
- скорость рабочего хода  $U_p = 4,5$  м/мин = 0,075 м/с;
- скорость обратного хода  $U_x = 10,35$  м/мин = 0,1725 м/с;
- длина хода поршня  $s = 0,5$  м = 500 мм;
- степень неравномерности скорости  $\chi \approx 0,5$ ;
- перемещаемая масса  $m = 1500$  кг.

1. Усилие  $F$  (Н) определяется по формуле (2.5):

$$F = 3 \cdot 20 = 60 \text{ кН.}$$

2. Диаметр цилиндра  $D$  (мм) рассчитывается по формуле (2.6) при  $p = 40$  МПа;  $\eta_m = 0,9$ ;  $\eta_r = 0,9$ :

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{60 \cdot 10^3}{40 \cdot 0,9 \cdot 0,9}} = 48,63 \text{ мм.}$$

Предварительно принимается диаметр хонингованной трубы  $d \times D = 50 \times 70$  [2, с. 63].

3. Диаметр штока  $d$  (мм) находится по формуле (2.7):

$$d = 50 \sqrt{1 - \frac{4,5}{10,35}} = 37,58 \text{ мм.}$$

Принимается хромированный шток диаметром  $d = 40$  мм [2, с. 63].

4. Уточнение нагрузки рассчитывается по формулам (2.8)–(2.16):

$$\begin{aligned} F &= 2000 + 0,1 \cdot 1500 \cdot 9,8 + [(\pi \cdot 50 \cdot 4,2 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1) + \\ &+ (\pi \cdot 50 \cdot 2,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 2) + (\pi \cdot 40 \cdot 2,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1) + \\ &+ (\pi \cdot 40 \cdot 7,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 2) + (\pi \cdot 40 \cdot 1,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1)] = \\ &= 1500 \cdot 9,8 + 0,05 \cdot 40 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + 1,5 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,1725 / 9,8 \cdot 0,2 = 56068 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Комплект уплотнений поршня E15A-050-5-4,2 – 1 кольцо; E21T-050-2,5 – 2 кольца опорных поршневых.

Комплект уплотнения штока E21T-040-2,5 – 1 кольцо; E30-040-50 – 2 манжеты; грязесъёмник E50A-040-5 – 1 шт. Комплект уплотнений ЭЛКОН (ООО «Компания АГА») [2, с. 349–353].

5. Проверка диаметра цилиндра осуществляется по формуле (2.6):

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{56068}{40 \cdot 0,9 \cdot 0,9}} = 47 \text{ мм.}$$

что соответствует предварительно выбранным характеристикам при учете всех нагрузок на цилиндр.

6. Толщина стенки цилиндра:

$$j = 10 \text{ мм или } j = 0,2D.$$

7. Диаметральная деформация при  $j > 0,1D$  определяется по формуле (2.22):

$$\Delta D = 5,1 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 50 \left( \frac{0,425 \cdot 50^2}{50 \cdot 10 + 10^2} + 1 \right) = 28,91 \text{ мкм.}$$

Труба с внутренним диаметром  $\varnothing 50\text{H}8^{(+0,036)}$ .

8. Проверка диаметральной деформации производится по формуле (2.19):

$$\Delta D = 15 \cdot 10^{-3} \left( 0,45 \sqrt{50 + 0,001 \cdot 50} \right) = 24,8 \text{ мкм.}$$

9. Стенки цилиндра проверяются на прочность по формуле (2.23):

$$\sigma = \frac{0,4 \cdot 50^2 + 1,3 \cdot 70^2}{70^2 - 50^2} \cdot 40 = 118 \text{ МПа.}$$

10. Диаметр условного прохода штуцеров находится по формуле (2.24):

$$dy_{A1} \geq 4,6 \sqrt{\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{5}} = 6,11 \text{ мм};$$

$$dy_{A2} \geq 4,6 \sqrt{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{5}} = 5,56 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ принимается условный проход  $D_y = 6$  мм.

Расход жидкости определяется по формуле (2.24):

– при рабочем ходе

$$Q_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 8,83 \text{ л/мин};$$

– при холостом ходе

$$Q_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot 0,175 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 7,3 \text{ л/мин}.$$

11. Расчет устойчивости цилиндра ведется либо по номограмме, либо по формулам. Приведенный ход поршня определяется по формуле (2.25):

$$s_{np} = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ мм}.$$

По номограмме [2, с. 436] диаметр штока при  $F = 56068 \text{ Н}$  равен 35–36 мм. Диаметральный зазор при таком штоке будет составлять всего лишь 7,5–7 мм, что затруднит размещение уплотнений в передней крышке. Во-вторых, для цилиндра диаметром 50 мм рекомендуется шток  $\varnothing 30$  мм. Поэтому расчет ведется по критической силе  $F_{кр}$  по формуле (2.26):

$$F_{кр} = (\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 8,1 \cdot 10^4) / (2 \cdot 500)^2 = 175698 \text{ Н}.$$

Запас устойчивости рассчитывается по формуле (2.27):

$$n_y = 175698 / 56068 = 3,13 > 2,5.$$

Устойчивость является достаточной для надежной работы гидроцилиндра. Окончательно принимается диаметр штока  $d = 30$  мм.

12. Сечение дросселирующей щели определяется по формуле (2.28):

$$A_{ш} = \frac{\pi \left( \frac{D^2 - d^2}{4} \right)^{1,5} \cdot U^0}{\sqrt{0,139 U^2 / x_2 \cdot m}} = \frac{\pi \left( \frac{50^2 - 30^2}{4} \right)^{1,5} \cdot 0,01}{\sqrt{0,139 \cdot 10,35^2 / 5 \cdot 1500}} = 3,76 \text{ мм}^2.$$

13. Длина тормозного конуса при  $\alpha = 15^\circ$  вычисляется по формуле (2.29):

$$y = 0,46(0,01^2 / 2,6 \cdot 10^{-6}) \text{tg} 15^\circ = 4,74 \text{ мм}.$$

14. Диаметральный зазор в отверстии крышки для торможения поршня находится по формуле (2.30):

$$d = \frac{166}{30} \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{\pi(5^2 - 3^2)}{4}\right)^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 3^5 \cdot 0,01}{\frac{1500 \cdot 0,01}{5 + 715 \cdot 40 \cdot \pi \cdot 5^2 / 4}}} = 43,38 \text{ мкм.}$$

15. Увеличение давления в задней полости цилиндра определяется по формуле (2.31):

$$\Delta p = \frac{1500 \cdot 0,01^2}{720 \cdot 5 \cdot \pi(5^2 - 3^2)/4} = 3,55 \cdot 10^{-6} \text{ МПа.}$$

16. Запаздывание начала движения штока рассчитывается по формуле (2.32):

$$\tau = 0,66 \frac{\frac{\pi 5^2}{4} \cdot 2 \cdot 40}{8,83 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,007 \text{ с.}$$

17. Статистическая жесткость цилиндра находится по формуле (2.33):

$$C = 10 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot \left[ \frac{\left(\frac{\pi 5^2}{4}\right)^2}{\left(48 \cdot \frac{\pi 5^2}{4} + 2\right)} + \frac{\left(\frac{\pi(5^2 - 3^2)}{4}\right)^2}{(0,1 \cdot 500 -) \cdot \frac{\pi(5^2 - 3^2) + 2}{4}} \right] = 10018 \text{ Н/мм.}$$

18. Податливость линейная при сжимающих нагрузках вычисляется по формуле (2.34):

$$e_s = 1/C = 9,9 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

19. Собственная частота привода с цилиндром рассчитывается по формуле (2.35):

$$f = 5 \sqrt{\frac{10018}{1500}} = 12,92 \text{ Гц.}$$

20. Предельная мощность цилиндра определяется по формуле (2.36):

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot 4,5 \cdot 56068 = 4,21 \text{ кВт.}$$

21. Применяется сегментное крепление передней крышки наружной части гильзы и поршня на штоке. Определяется внутренний диаметр сегмента крышки по формуле (2.41):

$$dc_1 = \sqrt{\frac{\pi \cdot 70^2 \cdot 180 - 4 \cdot 56068}{\pi \cdot 180}} = 67,1 \text{ мм};$$

$$dc_2 = \sqrt{\frac{\pi \cdot 50^2 \cdot 180 - 4 \cdot 56068}{\pi \cdot 180}} = 45,86 \text{ мм.}$$

Принимается  $dc_1 = 65 \text{ мм}$ ,  $dc_2 = 45 \text{ мм}$ . Наружный диаметр сегмента принимается равным  $80 \text{ мм}$ . Внутренний диаметр сегмента крепления поршня находится по формуле (2.41):

$$dc_3 = \sqrt{\frac{\pi \cdot 26^2 \cdot 180 - 4 \cdot \frac{40(50^2 - 30^2)}{4}}{\pi \cdot 180}} = 25,45 \text{ мм.}$$

Принимается  $20 \text{ мм}$ .

22. Высота кольца сегмента штока определяется по формуле (2.42):

$$h = \frac{26 - 20}{0,8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр кольца сегмента штока  $Dc_3 = 35 \text{ мм}$ .

23. Ширина сегмента находится по формуле (2.44):

$$b_1 = \frac{56068}{\pi \cdot 70 \cdot 70} = 3,65 \text{ мм}; \quad b_2 = \frac{56068}{\pi \cdot 50 \cdot 70} = 5,1 \text{ мм};$$

$$b_3 = \frac{\frac{40(50^2 - 30^2)}{4}}{\pi \cdot 26 \cdot 70} = 2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 5 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 6 \text{ мм}$ ,  $b_3 = 3 \text{ мм}$ .

24. Диаметр проушины серьги рассчитывается по формуле (2.46):

$$d_{np} \geq \sqrt{\frac{56068}{1 \cdot 20 \cdot 20}} = 11,84 \text{ мм.}$$

Принимается в первом приближении  $d_{np} = 15 \text{ мм}$ .

25. Расчет пальца проушины серьги на срез осуществляется по формуле (2.47):

$$\tau = \frac{4 \cdot 56068}{\pi \cdot 15^2} = 317 \text{ Н/мм}^2 > [\tau]_{cp}.$$

Условие прочности не выполняется. Увеличиваем диаметр проушины и оси, принимая  $d_{np} = 30 \text{ мм}$ , и проверяем по формуле (2.47):

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot 56068}{\pi \cdot 30^2} = 79,4 \text{ Н/мм}^2 < 0,2\sigma_s = 0,2 \cdot 42 = 84 \text{ Н/мм}^2 [1, \text{ с. } 105].$$



Условие прочности выполняется.

Окончательно принята ось 13-30h7x70.20.4.05.42.Окс. ГОСТ 9650-71 (ось типа 1, исполнение 3, диаметр 30, 7-й квалитет, сталь 20, цементация  $t = 0,5$  мм, твердость 42, оксидное покрытие). По данным расчетам разработаны цилиндры типа ГЦО 1223x50x30x500 «04», описание которых приведено ниже.

### 3.3. Особенности конструкции гидроцилиндра

По расчетам разрабатывается цилиндр поршневого типа с односторонним штоком с торможением поршня в конце обратного хода. Учитывая, что работа цилиндра происходит в условиях динамических нагрузок при значительных усилиях и больших давлениях с остановкой под нагрузкой рабочего хода в промежуточных положениях на длительное время (мин, иногда часы), при проектировании предусмотрены следующие конструктивные решения, обеспечивающие надежность и безопасность работы оборудования:

- в конструкции отсутствуют резьбовые соединения;
- крепление крышки цилиндра и поршня на штоке выполнено с помощью термически обработанных сегментов;
- шток изготовлен цельным с серьгой;
- проушина гильзы приварена к торцевой части по специальной технологии с минимальными термическими воздействиями;
- гидроцилиндр снабжен двусторонними гидравлическими замками;
- в качестве уплотнений используются рассчитанные на высокие давления комплекты ЭЛКОНТ;
- крепление цилиндра предусмотрено с помощью серьги, позволяющей компенсировать неточности изготовления присоединительных проушин.

Конструкция цилиндра приведена на рис. 3.2. Он состоит из гильзы 1, выполненной из толстостенной хонингованной трубы  $\varnothing 50 \times 70$  из стали 45 с  $\sigma_{\text{в}} > 600 \text{ Н/мм}^2$  и  $\sigma_{\text{т}} > 470 \text{ Н/мм}^2$ , рекомендованной компанией «ГидроПак» для гидравлических цилиндров [2]. К торцу гильзы по специальной технологии приварена крышка 2, а на наружном диаметре – два платика 3, 4 для крепления двухстороннего гидрозамка и пластик 5 для закрепления маслопровода 6 к штоковой полости цилиндра. Внутри гильзы перемещается шток 7 с поршнем 8. Передняя крышка 9

закреплена в гильзе с помощью двух сегментов 10 и 11, каждый из которых имеет два внутренних кольцевых выступа, входящих в кольцевые наружные проточки гильзы и втулки. Сегменты от радиального смещения фиксируются наружным кольцом 12, а также эксцентричным стопорным кольцом 16 типа Б ГОСТ 13991-80. Таким образом, внутренняя поверхность трубы дополнительно не обрабатывается, делается только заходная фаска с углом 15–30° и сверлится отверстие Ø5 мм для подвода масла в поршневую и штоковую полости. Поршень на штоке закреплен с помощью сегментов 13 и 14, удерживаемых от радиального смещения ступенчатым кольцом 15, выполняющим роль тормозной втулки, и эксцентричным стопорным кольцом 17 типа Б ГОСТ 13941-80. Поршень и шток уплотняются комплектом манжет и колец ЭЛКОНТ 18-24. Детали по каждой позиции даны в спецификации.

### 3.4. Подбор насоса и гидравлической аппаратуры

Основной характеристикой насоса является расход  $Q = 8,83$  л/мин и давление  $p = 40$  МПа. Из справочных материалов [2, с. 51] наиболее подходит насос **GP1D2, 1ZATCZ** компании «ГидроПак» с технической характеристикой:  $V_o = 2,1$  см<sup>3</sup>;  $p_{\max} = 30$  МПа;  $n_{\max} = 5000$  мин<sup>-1</sup>;  $L = 55$ – $62$  ДБа;  $m = 0,95$  кг. Максимальный расход  $Q = V_o n = 2,1 \cdot 5000 = 10,5$  л/мин. Максимальное теоретическое усилие, развиваемое цилиндром при  $p_{\max} = 30$  МПа и  $p_{\text{ном}} = 25$  МПа:

$$F_{30} = 30 \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 58875 \text{ Н}; \quad F_{25} = 25 \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 49062,5 \text{ Н}.$$



Рис. 3.1. Условное обозначение насоса



**Гидробак.** Объем гидробака выбирается исходя из 2–3-минутной подачи насоса.

$$V_6 = 3 \cdot Q = 3 \cdot 10,5 = 31,5 \text{ л-мин.}$$

### Трубопроводы и гибкие рукава

Внутренний диаметр  $d_t$  всасывающего трубопровода определяется по формуле (2.48):

$$d_{\text{т.в.с}} = 1,13 \sqrt{(8,83 \cdot 10^{-3} / 60) / 1,5} = 0,0112 = 11,2 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{т.наг}} = 1,13 \sqrt{(8,83 \cdot 10^{-3} / 60) / 3,5} = 0,00737 = 7,3 \text{ мм.}$$

Толщина стенки трубы нагнетательного трубопровода рассчитывается по формуле (2.49):

$$j_{\text{т.наг}} = 40 \cdot 7,3 / 2 \cdot 60 = 2,43 \text{ мм.}$$

Для всасывающего трубопровода принимается бесшовная труба  $16 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75$ , для нагнетательного трубопровода – труба  $B20 \text{ ГОСТ } 8733 - 74$ , для нагнетательного трубопровода – труба  $10 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75$ ,  $B20 \text{ ГОСТ } 8733 - 74$ . В качестве гибких трубопроводов применяются рукава с внутренним диаметром 6 мм, с двумя металлическими оплетками с применением проволоки группы *B*, статическим рабочим давлением 35 МПа и рабочим динамическим давлением 21 МПа. Обозначение рукава ПВ-6-35/21-У ГОСТ 6286-73.

**Гидрораспределитель В6** (ГОСТ 24679-81) ОАО «Гидроаппарат» (г. Ульяновск). Расход  $Q = 12,5 - 16$  л/мин, давление  $p_{\text{ном}} = 32$  МПа,  $m = 1,6$  кг. Имеется возможность установить дросселирующий распределитель типа Г 61-41 ТУ 2-053-1477-80 ПК ЗАО «Завод гидроавтоматики» (г. С.-Петербург).

**Фильтры** должны обеспечить класс чистоты 12–14 по ГОСТ 17216-2001 с размерами частиц 25 мкм для надежности работы гидроаппаратуры и насоса. Обозначение **приемного фильтра по ОСТ 2С41-2-80** ОАО «НЗФО» (г. Николаев, Украина): фильтр 20-80-2 ОСТ 2С41-2-80. **Сливной фильтр FRC** ООО «Пневмакс» или **RFM, RFA** компании «ГидроПак» обеспечивает точность фильтрации 10–25 мкм [2, с. 17]. Для поддержки металлических частей целесообразно использовать магнитные фильтры и очистители, **патроны магнитные по ОСТ 2Г42-1-73**, а также **сепараторы магнитные очистительные типа ФММ** по ТУ 2-053-1838-87

(г. Николаев, Украина). В качестве напорных фильтров целесообразно применять фильтры **ФГМ** по ТУ 2-053-1778-86 ОАО «НЗФО» (г. Николаев, Украина) и ОАО «Гидравлик» (г. Грязи Липецкой обл.), обеспечивающие точность фильтрации 5, 10 и 25, 40 мкм, рассчитанные на номинальное давление 16 или 32 МПа. Обозначение: напорный фильтр 1ФГМ32-25К.

**Предохранительные клапаны КП1 и КП-4/50** (ПК ЗАО «Завод Гидроавтоматики», г. С.-Петербург) с условным проходом  $d = 6$  мм, давление  $p_{ном} = 32$  МПа,  $Q_{ном} = 12,5$  л/мин.

**Гидрозамки ГЗ РУП «ГСКТБ ГА»** (г. Гомель, Беларусь).

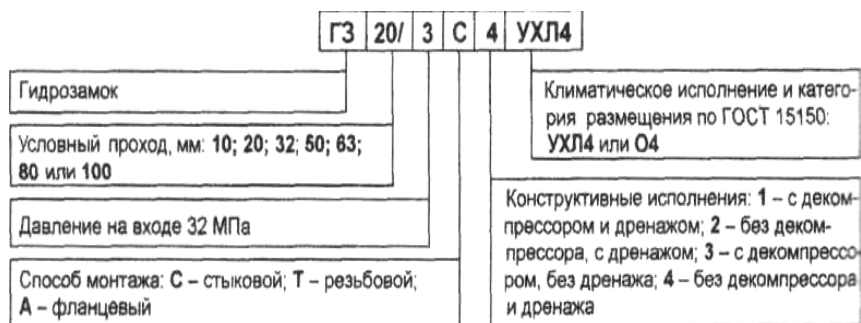


Рис. 3.3. Условное обозначение гидрозамка

**Минеральные масла.** В качестве рабочей жидкости в гидроприводах применяют минеральные масла с кинематической вязкостью  $\nu = (0,1 - 2) \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Коэффициент кинематической вязкости связан с коэффициентом динамической вязкости  $\mu$  соотношением  $\nu = \mu/\rho$ , где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

В практике используются, например, в градусах Энглера (2–8° Е). Для пересчета пользуются соотношением  $\nu 10^{-6} = 7,31E - 6,31/E$  м<sup>2</sup>/с.

Для надежной работы гидравлического привода рабочая жидкость должна быть стойкой к окислению, сохранять первоначальные свойства, иметь температуру вспышки не выше 150° С и застывания не ниже -20° С. Наибольшее применение имеют минеральные масла: промышленное 12, 20, 30, турбинное 22 и т. д.

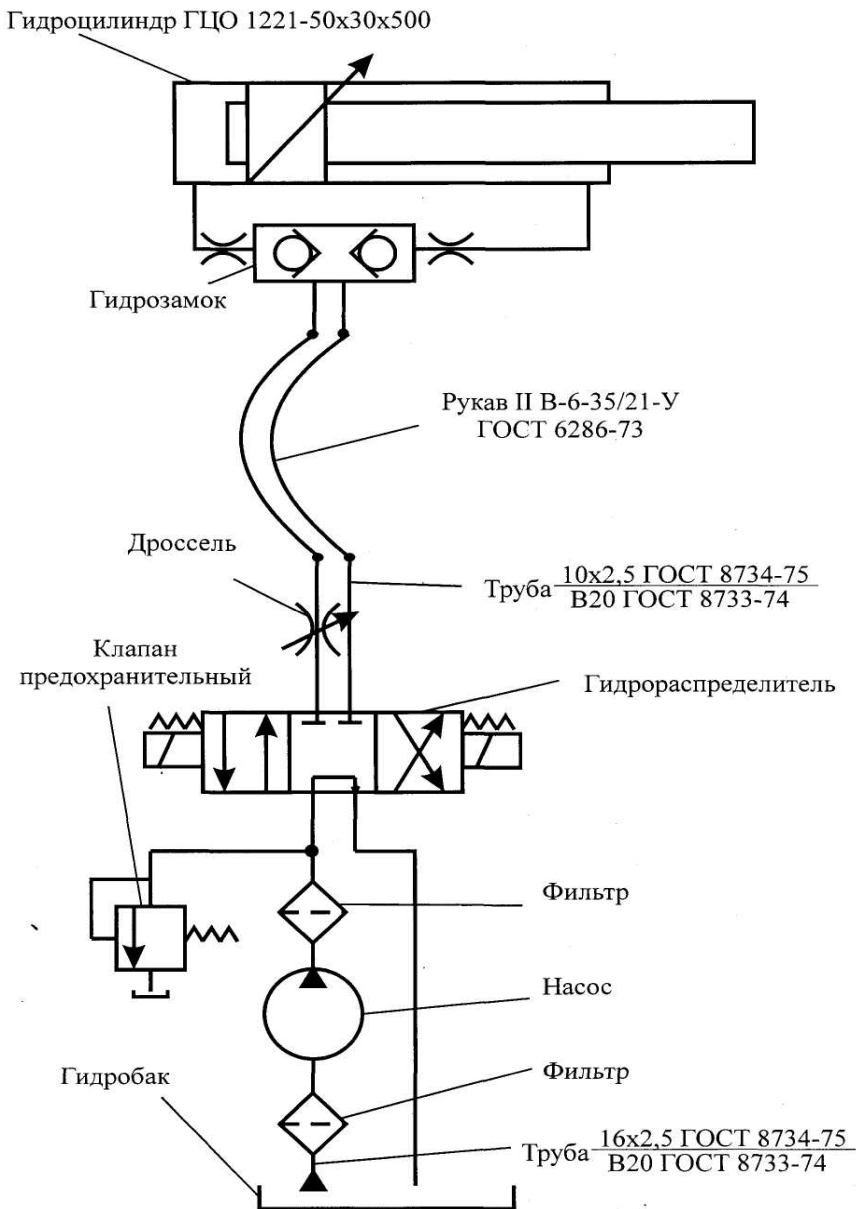


Рис. 3.4. Схема гидропривода

Формат Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание	
						Лист
<i>Документация</i>						
		ГЦО 1221 50x30x500.В0 СБ	Сборочный чертёж			
<i>Детали</i>						
Справ. №	1	ГЦО 1221 50x30x500.В0.001	Гильза	1		
	2	ГЦО 1221 50x30x500.В0.002	Крышка - серьга	1	допускается изготовить	
	3	ГЦО 1221 50x30x500.В0.003	Платик	1	совместно дет. поз. 2 и 3	
	4	ГЦО 1221 50x30x500.В0.004	Платик	1	допускается крепить без	
	5	ГЦО 1221 50x30x500.В0.005	Платик	1	сварки	
	6	ГЦО 1221 50x30x500.В0.006	Маслопровод	1	сварка дет. поз. 4, 5, 6	
	7	ГЦО 1221 50x30x500.В0.007	Шток	1		
	8	ГЦО 1221 50x30x500.В0.008	Поршень	1		
	9	ГЦО 1221 50x30x500.В0.009	Крышка передняя	1		
	10	ГЦО 1221 50x30x500.В0.010	Сегмент	1		
	11	ГЦО 1221 50x30x500.В0.011	Сегмент	1		
	Лист. и дата	12	ГЦО 1221 50x30x500.В0.012	Кольца наружное	1	
		13	ГЦО 1221 50x30x500.В0.013	Сегмент	1	
		14	ГЦО 1221 50x30x500.В0.014	Сегмент	1	
		15	ГЦО 1221 50x30x500.В0.015	Кольца наружное	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
Взам. инв. № Инв. № дубл.	16		Кольца А70 65Г кд 15хр ГОСТ 13940-80	1		
	17		Кольца А25 65Г кд 15хр ГОСТ 13940-80	1		
	18		Манжета Е15	1	Элконт	
Лист. и дата	19		Манжета Е30	1	Элконт	
	20		Манжета Е30	2	Элконт	
ГЦО 1221 50x30x500.В0						
Инв. № листа	Изм.	Лист	№ док-м	Лист	Дата	
	Разработ					
	Проб.	Щушканова				
	Н.контр.	Волосков				
Утв.						
<b>Гидроцилиндр</b>				Лит	Лист	
				41		

Копировал

Формат А4

Рис. 3.5. Гидроцилиндр ГЦО 1221 50x30x500.В0







В зависимости от давления рекомендуются масла [7, с. 298] с кинематической вязкостью:

$$p \leq 3 \text{ МПа}; \quad p \leq 7 \text{ МПа}; \quad p \geq 10 \text{ МПа};$$
$$v = (0,1 - 0,14) \cdot 10^{-4}; \quad v = (0,35 - 0,63) \cdot 10^{-4}; \quad v = (1 - 2) \cdot 10^{-4};$$
$$v = (0,17 - 0,23) \cdot 10^{-4}; \quad v = (0,17 - 2) \cdot 10^{-4}.$$

На рис. 3.4 приведена упрощенная гидравлическая схема привода гидроцилиндра, а на рис. 3.5 гидроцилиндр ГЦО 1221 50x30x500.В0 с уплотненным штоком из трубы.

### **3.5. Общие требования безопасности при обслуживании гидроприводов**

1. Для защиты гидроприводов от перегрузок и контроля давления в напорных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны и манометры, причем на шкале или корпусе последних должны быть нанесены красные метки, соответствующие максимально допустимому давлению.

2. Конструкция гидроприводов должна исключать представляющие опасность для обслуживающего персонала перемещения выходных звеньев гидродвигателей в любые моменты цикла работы. Гидросистемы должны иметь блокировки, исключающие возможность ошибочного включения несовместимых движений рабочих органов.

3. В станках с механизированным или автоматизированным закреплением заготовок должны быть предусмотрены блокировки (по пути или давлению), разрешающие включение цикла обработки только после окончания зажима детали.

4. Органы управления отводом пинолей, зажимом в патронах и приспособлениях должны иметь блокировку, исключающую возможность подачи команды в момент, когда вращается шпиндель или когда рабочие органы не находятся в исходном положении.

5. При необходимости фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны устанавливаться гидрозамки или другие фиксирующие устройства.

6. Аппараты, регулирование которых некомпетентным персоналом может привести к аварии станка и травмированию, должны снабжаться замками или пломбами.

7. На устройствах, допускающих только одностороннее вращение, должны быть стрелки.

8. Конструкция гидроприводов должна исключать разбрызгивание или растекание рабочей жидкости. Концентрация минеральных масел в воздухе рабочей зоны должна быть не более  $5 \text{ мг/м}^3$ . Внутренние полости гидробаков должны быть доступны для осмотра, очистки и промывки.

9. Гидроприводы с гидроаккумуляторами должны иметь предохранительные устройства, защищающие от перегрузки, и устройства, обеспечивающие отключение гидроаккумулятора от гидросистемы и соединение его жидкостной полости со сливной линией. Пневмогидроаккумуляторы следует заряжать азотом или другим инертным газом. Испытание газовой полости пневмогидроаккумулятора на прочность следует проводить жидкостью.

10. Технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации, в производственных помещениях не должна превышать допустимых значений.

11. Заземление систем и устройств должно соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.007.0-75 и ГОСТ 21130-75. У электрооборудования степень защиты должна быть не ниже IP44 по ГОСТ 14254-80. Если гидропривод может работать в полуавтоматическом или автоматическом циклах, на пульте управления необходимо предусмотреть устройство для его переключения на ручное управление в наладочном режиме.

12. Перед началом испытаний систем и устройств следует установить органы управления в исходные позиции; максимально ослабить регулирующие пружины предохранительных клапанов; проверить наличие и надежность закрепления предусмотренных ограждений, а также наличие заземления электрооборудования; проверить состояние манометров (наружным осмотром) и наличие пломб, правильность направления вращения насосов кратковременным включением; удалить воздух из системы; проверить, нет ли течи в системе, и уровень жидкости. Проверка на отсутствие течи проводится в течение трех минут при давлении меньше либо равном  $0,5 p_{\text{ном}}$ . Место испытаний следует ограждать и вывешивать предупредительные таблички.

13. При испытаниях на разрушение испытываемые устройства должны быть помещены в закрытый шкаф либо персонал, проводя-

щий испытание, должен находиться на безопасном расстоянии или в специальном боксе.

14. Не допускается эксплуатация систем при выходе одного из параметров за пределы допустимого, если это опасно для персонала.

15. Подтягивание болтов, гаек и других соединений на системе, находящейся под давлением, во время её работы не допускается.

16. Перед демонтажем следует полностью разгрузить систему от давления, отключить энергоисточники и слить масло при необходимости.

17. Испытание эксплуатации гидроприводов и устройств должно проводиться при строгом соблюдении правил пожарной безопасности и электробезопасности.

18. Дополнительные требования, учитывающие особенности конструкции конкретных узлов гидропривода, при необходимости устанавливаются в стандартах, технических условиях или руководствах по эксплуатации.

## ТЕСТЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ ПО ТЕМЕ «ЦИЛИНДРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ»

Приведено 50 тестовых заданий, за каждое правильно выполненное задание – 2 балла.

1. Как классифицируются цилиндры по конструкции рабочей камеры?

- 1) поршневые и плунжерные
- 2) одно- и двухстороннего действия
- 3) с одним и двумя штоками
- 4) сдвоенные
- 5) телескопические

2. В каких цилиндрах применяются подшипники ШС?

- 1) ГЦО
- 2) ОСТ Г25-1-86
- 3) ОСТ 2Г29-1-77
- 4) В сдвоенных конструкциях КМЗ
- 5) В плунжерных

3. По какой формуле определяется поршневая полость цилиндра?

- 1)  $A_1 = \pi R/2$
- 2)  $A_1 = \pi R^2/2$
- 3)  $A_1 = \pi R^2$
- 4)  $A_1 = 2\pi R$
- 5)  $A_1 = D^2/4$

4. По какой формуле определяется объем поршневой полости цилиндра?

- 1)  $V_1 = \pi R \cdot S$
- 2)  $V_1 = \pi D^2/2 \cdot S$
- 3)  $V_1 = \pi D^2/4 \cdot S$
- 4)  $V_1 = \pi R^2/4 \cdot S$
- 5)  $V_1 = \pi D^4/4 \cdot S$

5. По какой формуле определяется штоковая полость цилиндра?

- 1)  $A_2 = \pi D^2/4$
- 2)  $A_2 = \pi(D - d)^2/4$
- 3)  $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$

- 4)  $A_2 = \pi(D - d)/4$
- 5)  $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/2$

6. По какой формуле определяется объем штоковой полости цилиндра?

- 1)  $V_2 = \pi D^2/4 \cdot S$
- 2)  $V_2 = \pi(D - d)^2/4 \cdot S$
- 3)  $V_2 = \pi d^2/4 \cdot S$
- 4)  $V_2 = \pi(D^2 - d^2)/4 \cdot S$
- 5)  $V_2 = \pi(D - d)/4 \cdot S$

7. По какой формуле определяется усилие в поршневой полости цилиндра?

- 1)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + mU^2/2 + F_{\text{пр}} + F_{\text{ин}}$
- 2)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + G + F_{\text{пр}} \cdot S + F_{\text{ин}}$
- 3)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + G + F_{\text{пр}} + m \cdot \alpha$
- 4)  $F = F_{\text{н}} + m \cdot \alpha_1 + G + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} - F_{\text{пр}}$
- 5)  $F = m \cdot \alpha - G - F_{\text{тр}} - F_{\text{пр}} - F_{\text{ин}}$

8. По какой формуле определяется диаметр цилиндра?

- 1)  $D = 1,1 \sqrt{F / p \cdot \eta_m \cdot \eta_z}$
- 2)  $D = \sqrt[3]{F / p \cdot \eta_m \cdot \eta_m}$
- 3)  $D = \sqrt[3]{F / \rho \cdot \eta_m \cdot \eta_m}$
- 4)  $D = \sqrt{F^2 / \pi p_m \cdot \eta_m}$
- 5)  $D = 1,5 \sqrt{F / \pi p_m \cdot \eta_z}$

9. По какой формуле определяется сила трения в цилиндре?

- 1)  $F_{\text{тр}} = \pi D \cdot H(p + p_k) \cdot \mu \cdot Z$
- 2)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2 \cdot H \cdot p \cdot \mu$
- 3)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2/4 \cdot (H(p + p_k) \cdot \mu \cdot Z)$
- 4)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2/4 \cdot (H(p + p_1) \cdot \mu)$
- 5)  $F_{\text{тр}} = \pi(D^2 - d^2)/4 \cdot (H(p + p_1) \cdot \mu \cdot Z)$

10. По какой формуле определяется сила противодействия?

- 1)  $F_{\text{тр}} = p_{\text{пр}} \cdot f \cdot A$
- 2)  $F_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{пр}} \cdot A$
- 3)  $F_{\text{тр}} = p_{\text{ном}} \cdot A$

$$4) F_{\text{тр}} = p_{\text{max}} \cdot f \cdot A \cdot m$$

$$5) F_{\text{тр}} = p \cdot f \cdot m$$

**11.** По какой формуле определяется масса?

$$1) m = Gq$$

$$2) m = GfU^2$$

$$3) m = Gf(U^2/2)$$

$$4) m = Gf$$

$$5) m = Gf^2 U$$

**12.** По какой формуле определяется толщина гильзы цилиндра?

$$1) j \geq 2 \cdot 10^5 \cdot p \cdot D / \Delta D$$

$$2) j \geq 2 \cdot 10^6 \cdot p \cdot D / \Delta D$$

$$3) j \geq 2 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D / \Delta D$$

$$4) j \geq 2 \cdot 10 \cdot p \cdot D / \Delta D$$

$$5) j \geq 2 \cdot 10^{-4} \cdot p \cdot D / \Delta D$$

**13.** По какой формуле определяется диаметральная деформация?

$$1) \Delta D = 2,17 \cdot 10^{-2} p \cdot D / i$$

$$2) \Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} p \cdot D / i$$

$$3) \Delta D = 2,17 \cdot 10 p \cdot D / i$$

$$4) \Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} p \cdot D^2 / i$$

$$5) \Delta D = 2,17 \cdot 10^{-6} p \cdot D^2 / i$$

**14.** По какой формуле определяется диаметр штока цилиндра?

$$1) d \geq 4,6 \sqrt{Q_{\text{max}} / U_m}$$

$$2) d \geq D \sqrt{1 - (U_1 / U_2)}$$

$$3) d \geq 1,13 \sqrt{F / p \cdot \eta_m \cdot \eta_z}$$

$$4) d \geq D^2 \sqrt{1 - (U_1 / U_2)}$$

$$5) \sqrt{1 - (U_1 / U_2)^2}$$

**15.** По какой формуле определяется статическая жесткость цилиндра?

$$1) C = KE[A_1^2 / (H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$$

$$2) C = 10E[A_1^2 / (H_1 A_1^2 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$$

$$3) C = 10E[A_1^2 / (H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$$

$$4) C = 10^{-6} E[A_1^2 / (H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$$

$$5) C = 2 \cdot 10^{-6} E[A_1^2 / (H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$$

**16. В каких единицах измеряется жесткость?**

- 1) МПа
- 2) Н/мм
- 3) Н/мм<sup>2</sup>
- 4) Н/м<sup>2</sup>
- 5) кГс/см<sup>2</sup>

**17. По какой формуле определяется мощность цилиндра?**

- 1)  $P = f \cdot 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_1 / U_2 \cdot F_n$
- 2)  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U \cdot F_n$
- 3)  $P = 1,67 \cdot 10^{-6} \cdot U_1 / U_2 \cdot m \cdot q$
- 4)  $P = 1,67 \cdot 10^{-6} \cdot U \cdot m \cdot q$
- 5)  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_1 / U_2 \cdot F$

**18. Что такое податливость  $e_s$ ?**

- 1) Величина, обратная жесткости
- 2) Равная жесткости
- 3) Равная жесткости с учетом модуля сжимаемости жидкости
- 4) Зависящая от сжимаемости силы  $F$
- 5) Зависящая от качества масла

**19. По какой формуле определяется собственная частота привода с цилиндром?**

- 1)  $f = 5 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{C/m}$
- 2)  $f = 5 \sqrt{C/m^2}$
- 3)  $f = 5 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt[3]{C/m}$
- 4)  $f = 5 \cdot 10^3 \sqrt{C/m}$
- 5)  $f = 5 \sqrt{C/m}$

**20. Как правильно обозначаются резиновые кольца по ГОСТ 9933-73?**

- 1) Кольцо 20-25-30-2-2
- 2) Кольцо 020-025-3-2-2
- 3) Кольцо 020-025-30-2-2
- 4) Кольцо 020-25-30
- 5) Кольцо 20-25-3-2-2

**21.** Как правильно обозначаются манжеты по ГОСТ 14896-84?

- 1) Манжета I-20x12-1
- 2) Манжета 1-20x12-1
- 3) Манжета 2-20x12-1
- 4) Манжета II-20x12-1
- 5) Манжета 01-020x012-1

**22.** Как правильно обозначаются грязесъёмники по ГОСТ 24811-81?

- 1) Грязесъёмник 1-32
- 2) Грязесъёмник I-32
- 3) Грязесъёмник 1-32x20
- 4) Грязесъёмник I-32x20
- 5) Грязесъёмник 1-32x20-2

**23.** Какова должна быть степень очистки масла для гидроцилиндров?

- 1) Менее 50 мкм
- 2) Более 63 до 250 мкм при количестве загрязнений свыше 5 до 10 и свыше 2 до 5 в  $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$  жидкости
- 3) Ниже второго класса чистоты жидкости по ГОСТ 17216-2001
- 4)  $\lambda = (0,113 \dots 0,126)(1 + 0,12t)$
- 5)  $\lambda = 0,136 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{с})$

**24.** Каким давлением испытывают цилиндры на стендах?

- 1)  $p_{\text{исп}} = 1,25 p_{\text{ном}}$
- 2)  $p_{\text{исп}} = 1,5 p_{\text{ном}}$
- 3)  $p_{\text{исп}} = 1,75 p_{\text{ном}}$
- 4)  $p_{\text{исп}} = 2,0 p_{\text{ном}}$
- 5)  $p_{\text{исп}} = 2,5 p_{\text{ном}}$

**25.** В течение какого времени проверяется цилиндр испытательным давлением выше номинального?

- 1) 10 мин
- 2) 5 мин
- 3) 3 мин
- 4) 2 мин
- 5) 1 мин



**26.** По какой формуле определяется механический КПД?

- 1)  $F/100(p_{\text{ном}} \cdot A_1 - p_{\text{сл}} A_2)$
- 2)  $F/100(p_{\text{раб}} \cdot A_1 - p_{\text{пр}} A_1)$
- 3)  $F/100(p_{\text{п}} \cdot A_1 - p_{\text{пр}} A_1)$
- 4)  $F/100(p_{\text{мах}} \cdot A_1 - p_{\text{сл}} A_2)$
- 5)  $F/100(p_{\text{мах}} \cdot A_1 - \Delta p A_1)$

**27.** Каким давлением проверяется наружная герметичность цилиндра?

- 1)  $p_{\text{г}} = 1,2 \cdot p_{\text{ном}}$
- 2)  $p_{\text{г}} = 1,25 \cdot p_{\text{ном}}$
- 3)  $p_{\text{г}} = 1,5 \cdot p_{\text{ном}}$
- 4)  $p_{\text{г}} = 2,0 \cdot p_{\text{ном}}$
- 5)  $p_{\text{г}} = 2,5 \cdot p_{\text{ном}}$

**28.** В течение какого времени проверяется цилиндр на наружную герметичность?

- 1) 3 мин
- 2) Через 30 с после остановки поршня
- 3) При выдвигании штока на  $(0,95-0,98)S$
- 4) В двух крайних положениях
- 5) В двух крайних и среднем положениях (на упоре)

**29.** При каком давлении должна быть обеспечена герметичность цилиндра согласно техническим требованиям?

- 1) 15 МПа
- 2)  $1,5 \cdot p_{\text{ном}}$ , МПа
- 3)  $1,25 \cdot p_{\text{ном}}$ , МПа
- 4)  $2,0 \cdot p_{\text{мах}}$ , МПа
- 5)  $2,5 \cdot p_{\text{мах}}$ , МПа

**30.** В течение какого времени допускается перегрузка цилиндра  $\sim 1,5 \cdot p_{\text{ном}}$ ?

- 1) 50%
- 2) 25%
- 3) 15%
- 4) 10%
- 5) 5%

**31.** Как правильно на чертеже гильзы показывается износостойкое покрытие хромом для условий эксплуатации группы Ж по ГОСТ 9.073-77?

- 1) Х тв. 9
- 2) Х тв. 18 фос/ГКЖ-94
- 3) Х тв. 70>, Х тв. 18/смазка
- 4) Х тв. 30 фос/ГКЖ-94
- 5) Хим. Н24/смазка

**32.** Что показывают цифры в обозначении покрытия?

- 1) Шероховатость поверхности до хромирования, мкм
- 2) Толщину хромового слоя, мкм
- 3) Толщину хромового слоя, мм
- 4) Предел выносливости после хромирования, МПа
- 5) Прочность сцепления, МПа

**33.** На какое давление настраиваются предохранительные клапаны?

- 1)  $P_k = 1,2 - 1,25 P_H$
- 2)  $P_k = 1,08 - 1,1 P_H$
- 3)  $P_k = 1,5 P_H$
- 4)  $P_k = P_H$
- 5)  $P_k = 1,25 - 1,3 P_H$

**34.** В каких целях устанавливаются гидрозамки на цилиндрах?

- 1) Для торможения поршня в крайних положениях
- 2) Для увеличения скорости разгона поршня
- 3) Для предотвращения сползания поршня под нагрузкой в промежуточных положениях
- 4) Для предотвращения перетечек между штоковой и поршневой полостями
- 5) Для остановки поршня при обрывах (полломках) гидравлических подводных магистралей

**35.** Как выбирается минимальный объем гидробака?

- 1) Исходя из двух-трехминутной производительности насоса
- 2) Исходя из пятикратного запаса масла от подачи насоса
- 3) В зависимости от скорости движения поршня в цилиндре

- 4) В зависимости от вязкости масла
- 5) Исходя из теплового баланса системы с учётом производительности насоса

**36.** Как правильно обозначаются трубы для всасывающего и нагнетательного трубопроводов?

- 1)  $\frac{16 \times 2,5 \text{ ГОСТ} - 75}{30 \text{ ГОСТ} 8733 - 74}$
- 2) Трубопровод 16В ГЦО 1221
- 3) Труба  $\frac{16 \times 2,5 - 45 \text{ ГОСТ} 8734 - 75}{\text{Сталь}20 \text{ ГОСТ} 8733 - 74}$
- 4) Труба  $\frac{16 \times 2,5 \text{ ГОСТ} 8734 - 75}{B20 \text{ ГОСТ} 8734 - 75}$
- 5) Труба  $\frac{\text{диаметр} 16 \times 2,5 \text{ ГОСТ} 8734 - 75}{\text{Сталь}20 \text{ ГОСТ} 8733 - 74}$

**37.** Что показывает цифра 20 в знаменателе?

- 1) Предел прочности  $\sigma_b$ , МПа
- 2) Предел текучести  $\sigma_T$ , МПа
- 3) Марку стали
- 4) Твёрдость стенок HRC<sub>7</sub>
- 5) Внутренний диаметр трубы

**38.** Как правильно обозначаются рукава с металлической оплёткой?

- 1) Рукав В2-6-35/21-У ГОСТ 6286-73
- 2) Рукав 2В-6-35/21-У ГОСТ 6289-95
- 3) Рукав II В2-6-35/21-У-ГОСТ 6286-73
- 4) Рукав II В-6-35/21-У ГОСТ 6286-73
- 5) Рукав II Вх6х35/21-У ГОСТ 6286-73

**39.** Что показывает буква «В» в обозначениях рукавов?

- 1) Марку стали для изготовления проволоки
- 2) Группу проволоки
- 3) Группу резины наружного слоя
- 4) Тип металлической оплётки
- 5) Класс точности проволоки металлической оплётки

**40.** Что показывают цифры 35\21 в обозначении рукава?

- 1) Отношение предела прочности проволоки оплётки  $\delta_e / \delta_T$
- 2) Отношение разрывного усилия к номинальному, МПа
- 3) Отношение статического давления к динамическому, МПа
- 4) Отношение температуры эксплуатации +\-
- 5) Отношение пикового давления к динамическому

**41.** Что показывает цифра 6 в обозначении рукава?

- 1) Тип рукава БЛ
- 2) Минимальное давление в системе, МПа
- 3) Максимальное давление в системе, МПа
- 4) Внутренний диаметр, мм
- 5) Толщину стенки рукава, мм

**42.** Что показывает буква «У» в обозначении рукава?

- 1) Марку проволоки углеродистой стали типа «У»
- 2) Кинематические условия умеренного климата
- 3) Универсальность применения рукавов (в условиях умеренного, тропического климата и Крайнего Севера)
- 4) Условия умеренного и тропического климата
- 5) Только тропического климата

**43.** Где устанавливаются приёмные фильтры в гидросистеме?

- 1) Перед насосом
- 2) После насоса
- 3) В сливной магистрали
- 4) Пред магнитными сепараторами
- 5) После гидравлического распределителя

**44.** Где устанавливаются напорные фильтры в гидросистеме?

- 1) Перед насосом
- 2) После насоса перед гидрораспределителем
- 3) После насоса в магистрали предохранительного клапана
- 4) После приёмного фильтра во всасывающем трубопроводе
- 5) Перед цилиндром после гидравлического замка

**45.** Что показывает цифра 6 в гидрораспределителе В6?

- 1) Условный диаметр, мм
- 2) Расход жидкости через распределитель, л/мин

- 3) Максимальное давление, МПа
- 4) Массу гидрораспределителя, кг
- 5) Класс гидрораспределителя и пропускную способность ( $V$  – высокий,  $б$  – л/мин)

**46.** В каких единицах оценивается кинематическая вязкость масла?

- 1)  $\text{м}^2/\text{с}$
- 2)  $\text{м}^3/\text{ч}$
- 3)  $\text{мг}/\text{м}^3$
- 4)  $\text{м}/\text{с}^2$
- 5)  $\text{м}/\text{с}$

**47.** Как осуществляется проверка течи масла в гидросистемах при испытаниях?

- 1) В течение трех минут при давлении  $< 0,5p_{ном}$ , МПа
- 2) При давлении  $p = 2p_{ном}$ , МПа
- 3) Во время рабочего цикла при  $P_n = P_p$ , МПа
- 4) При пиковых давлениях  $P_p$ , МПа
- 5) В течение 5 минут при  $p = 10$ , МПа

**48.** Какова должна быть предельно допустимая концентрация паров масла в воздухе рабочей зоны?

- 1) До  $5 \text{ мг}/\text{м}^2$  площади рабочей зоны
- 2) Не более  $5 \text{ мг}/\text{м}^3$
- 3) От 1 до  $5 \text{ мг}/\text{м}^2$
- 4) 10 мс в зависимости от кинематической вязкости масла
- 5) Не превышающей санитарные нормы ГОСТ 12.2.007-75

**49.** Сколько Ом принимается в расчётах сопротивления тела человека в формуле  $J = \frac{U}{R_u}$ , А?

- 1) 1 кОм
- 2) 2 кОм
- 3) 1,5 кОм
- 4) 3 кОм
- 5) 700 Ом

**50.** Сколько баллов вы получаете за правильный ответ на одно тестовое задание?

- 1) 2
- 2) 3
- 3) 4
- 4) 5
- 5) Не знаю

Количество баллов	Оценка
Свыше 90	Отлично
Свыше 75 до 90	Хорошо
От 60 до 75	Удовлетворительно
Менее 60	Неудовлетворительно

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате изучения дисциплины *студент*:

- ознакомится с условными обозначениями, стандартом и основными конструкциями гидроцилиндров;
- освоит новые направления по проектированию гидроцилиндров, подбору уплотнений для высоких давлений, выбору приборов и вспомогательных устройств гидросистемы;
- овладеет методикой расчета гидравлических цилиндров;
- научится на практике проектировать гидроцилиндры;
- повысит заинтересованность в оценке своих знаний за счет тестовых материалов;
- изучит (или повторит) основные единицы физических величин и их основные аналитические зависимости;
- повысит качество конструкторско-технологической подготовки.

*Преподаватель* дисциплины:

- приобретет объединенную из разрозненных справочных материалов единую методику преподавания с новыми инженерными подходами расчета и проектирования;
- повысит качество учета и оценки знаний студентов за счет разработки и применения на практике тестовых материалов и технических заданий на проектирование;
- получит снижение трудоемкости при подготовке к лекционным и практическим занятиям.

*Специалист*:

- ознакомится с методами расчета и проектирования гидроцилиндров для различных отраслей промышленности;
- приобретет единую методику расчета гидроцилиндров, выбора приборов и вспомогательных устройств гидросистем;
- получит новую информацию по конструированию гидроцилиндров для гидросистем с высоким давлением.

## Библиографический список

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – Т 3. – 575 с.
2. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. – М. : Машиностроение, 2004. – 512 с.
3. Лепёшкин, А.В. Гидравлические и пневматические приводы / А.В. Лепёшкин, А.А. Михайлин. – М. : Академия, 2004. – 336 с.
4. Волосков, В.В. Инженерные методы расчета и конструирование манипуляторов с гидравлическими корректирующими устройствами / В.В. Волосков. – М. : ЦНИИТЭ Тяжмаш. – № 306 ТМ, 88 ДНР. – 4(210), 1989. – С. 147.
5. Слюсарев, А.Н. Гидравлические и пневматические элементы и приводы промышленных роботов / А.Н. Слюсарев. – М. : Машиностроение, 1989. – 167 с.
6. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. / под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мешерякова. – М. : Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 495 с.
7. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов. – М. : Машиностроение, 1990. – 500 с.
8. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.
9. Волосков, В.В. Комплексный подход создания манипуляторов с гидравлическими корректорами для бурильных установок УБШ / В.В. Волосков, Э.К. Ажибаев, А.Т. Тентимишев. – Фрунзе : ФПИ, 1990. – 58–59 с.
10. Волосков, В.В. Манипуляторы бурильных установок / В.В. Волосков, Э.К. Ажибаев. – Бишкек : Вестник КТУ. – 1997. – № 1. – 39–41 с.
11. Волосков, В.В. Инженерные методы расчета и конструирования манипулятора с гидравлическими корректирующими устройствами / В.В. Волосков, Э.К. Ажибаев, А.В. Трегубов // Механизмы переменной структуры : материалы междунар. конф. – Бишкек : Кыргызстан, 1999. – 398 с.
12. Новроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студентов вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидроавтоматика» / К.Л. Новроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.



13. Чебаевский, С.Р. Новые технологии изготовления гидроцилиндров / С.Р. Чебаевский // Привод и управление. – 2002. – № 2. – С. 18–21.
14. АГА-ЭЛКОНТ. Уплотнения и опоры из полимерных и композиционных материалов для гидроцилиндров и валов гидромашин : каталог, 2001. – 63 с.
15. Волосков, В.В. Проблемы создания и принципы конструирования компактной бурильной установки УБШ-121 / В.В. Волосков. – Свердловск : Горный журнал. – 1988. – № 9. – С. 82–86.
16. ГОСТ 19899-74. Гидроцилиндры двухстороннего действия на номинальное давление 100 кгс/см<sup>2</sup> для станочных приспособлений. Конструкция и основные размеры [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://qost.ru>.
17. ГОСТ 17411-72. Приводы гидравлические. Общие технические требования [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://qost.ru>.
18. ГОСТ 16628-70/ Приводы гидравлические. Общие требования по технике безопасности [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://qost.ru>.
19. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – 2-е изд. – М. : Недра, 1973.
20. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
21. Черненко, О.С. Разработка силового гидроцилиндра : метод. пособие к курсовой работе по гидроприводу металлорежущих станков / О.С. Черненко. – Тольятти : ТолПИ, 1991. – 22 с.
22. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика : учеб. для вузов / Д.В. Штеренлихт. – М. : Колос-С, 2004. – 656 с.

**Основные единицы физических величин  
(применяемые для расчета и проектирования гидроцилиндров)**

Наименование единиц	Обозначения	Соотношения физических величин	Аналитические зависимости
Вязкость (Пуаз)	П	1 П = 1 г/см·с	
Динамическая вязкость, $\mu$	Па·с	1 Па·с = 10 П = 1 кг/м·с	
Кинематическая вязкость, $\nu$	м <sup>2</sup> /с	1 м <sup>2</sup> /с = 10 <sup>4</sup> Ст = 10 <sup>6</sup> сСт = 1°Е	$\nu = \mu/\rho$ $\nu \cdot 10^6 = 7,31^\circ\text{Е} - 6,31/\nu^\circ\text{Е}$
Объём, $V$	м <sup>3</sup>	1 м <sup>3</sup> = 10 <sup>3</sup> дм <sup>3</sup> = 10 <sup>3</sup> л = = 10 <sup>6</sup> см <sup>3</sup> = 10 <sup>9</sup> мм <sup>3</sup>	$V = AS$
Ход поршня, $S$	м	1 м = 10 <sup>2</sup> см = 10 <sup>3</sup> мм	$S = l_1 - l_2$
Давление, $p$	Па, МПа	1 Па = 1 Н/м <sup>2</sup> = 10 <sup>-6</sup> МПа = = 10 <sup>-5</sup> кгс/см <sup>2</sup> = 10 <sup>-6</sup> Н/мм <sup>2</sup>	$p = F/A$
Площадь, $A$	м <sup>2</sup>	1 м <sup>2</sup> = 10 <sup>4</sup> см <sup>2</sup> = 10 <sup>6</sup> мм <sup>2</sup>	$A_1 = \pi D^2/4;$ $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$
Сила, $F$			$F = p \cdot A$
Сила инерции, $F_{ин}$	Н	1 Н = 10 <sup>-1</sup> кгс = 10 <sup>-3</sup> мс	$F_{ин} = -ma = GU/qt_0$
Масса, $m$	кг	1 кг = 10 Н	$m = Gq$
Ускорение свободного падения, $q$	м/с	9,81 м/с <sup>2</sup>	$q = 9.81$
Вес, $G$	Н	1 Н = 10 <sup>-1</sup> кг	$G = m/q$
Скорость, $U$	м/с	1 м/с = 1 м/60	$U = S/t$
Ускорение, $\alpha$	м/с <sup>2</sup>		$\alpha = U - U_0/t$
Время, $t$	с	1 с = 1/60 мин	$t = S/U$
Напряжение, $\sigma$	МПа	1 МПа = 10 кгс/см <sup>2</sup> = 10 <sup>6</sup> Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma = F/A$
Мощность, $P$	Вт	1 Вт = 10 <sup>-3</sup> кВт	$P = FU\eta_{мех}\eta_{г}$
Механический КПД	$\eta_{мех}$	%; < 1	$\eta_{мех} = 1 - P_{тр}/P$
Гидравлический КПД	$\eta_{г}$	%; < 1	$\eta_{г} = 1 - P_{пр}/P$

**Образование десятичных кратных  
и долевых единиц и их наименований**

Множитель	Приставка	Обозначение приставки
$10^1$	Дека	да
$10^2$	Гекто	г
$10^3$	Кило	к
$10^6$	Мега	м
$10^9$	Гига	Г
$10^{12}$	Тетра	Т
$10^{-1}$	Деци	д
$10^{-2}$	Санتي	с
$10^{-3}$	Милли	м
$10^{-6}$	микро	мк

**1. ИСО 5597:1987. Размеры (мм) посадочных мест под уплотнения и опоры поршней и штоков цилиндров:**

- 1) под поршневые уплотнительные манжеты для диаметров цилиндров из ряда: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм;
- 2) под штоковые уплотнительные манжеты для диаметров штоков из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 300 мм;
- 3) под поршневые манжеты для гидроцилиндров компактной серии 16 МПа для диаметра из ряда: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм;
- 4) под штоковые манжеты для гидроцилиндров компактной серии 16 МПа из ряда: 12, 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140 мм.

**2. ИСО 6547:1981. Размеры под уплотнительные комплекты поршней гидроцилиндров, включающие опорные кольца, под диаметры цилиндров из ряда: 25÷500 мм.**

**3. ИСО 7425-1:1988. Размеры под уплотнительные устройства поршня, состоящие из поджимного эластомерного кольца и скользящего пластмассового элемента, под диаметр цилиндров из ряда: 16÷500 мм.**

**4. ИСО 7425-2:1988. Размеры под уплотнительные устройства штока, состоящие из эластомерного кольца и скользящего пластмассового элемента, под диаметры штоков из ряда: 6÷360 мм.**

**5. ИСО 6195:1986, исполнение А. Размеры под грязесъёмники штоков для диаметров штоков из стандартного ряда: 6÷360 мм.**

**6. ИСО 6195:1986, исполнение В. Размеры под грязесъёмники штоков открытые для диаметров штоков из стандартного ряда: 6÷360 мм.**

**7. ИСО 6195:1986, исполнение С. Размеры под грязесъёмники штоков закрытые для диаметров штоков из стандартного ряда: 12÷140 мм.**

**8. ИСО 10766:1996. Размеры посадочных мест:**

- 1) под разрезные опорные кольца прямоугольного сечения для поршней из стандартного ряда: 16÷500 мм;
- 2) под разрезные опорные кольца прямоугольного сечения для штоков из стандартного ряда: 12÷360 мм.

**Размеры хонингованных труб для изготовления гидроцилиндров**

d, мм	30	30	30	35	35	35	40	<b>40</b>	40	45	45	45	<b>50</b>	50	50	55
D, мм	40	45	50	45	50	55	50	<b>55</b>	60	55	60	65	<b>60</b>	65	70	65

d, мм	55	55	60	60	60	<b>63</b>	63	63	65	65	65	70	70	70	75	75
D, мм	70	75	70	75	80	<b>73</b>	78	83	75	80	85	80	85	90	85	90

d, мм	75	80	<b>80</b>	80	85	85	85	90	90	90	95	95	95	100	100	100
D, мм	95	90	<b>95</b>	100	95	100	105	100	105	110	105	110	115	110	115	120

d, мм	100	105	105	105	110	<b>110</b>	110	110	115	115	115	120	120	120	120
D, мм	130	115	120	125	125	<b>130</b>	135	140	130	135	145	130	135	140	150

d, мм	125	<b>125</b>	125	140	140	<b>160</b>	160	180	180	200	200	200	250	280
D, мм	140	<b>145</b>	155	160	170	<b>180</b>	190	200	210	220	230	245	298,5	323,9

*Примечание.*

1. Выделены наиболее ходовые позиции.
2. Материал труб: сталь для сосудов, работающих под давлением, холоднотянутая;  $\sigma_{вр} > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\sigma_T > 470 \text{ Н/мм}^2$ ; относительное удлинение  $\delta > 15\%$ .

Штоки диаметром  $d$  без полого отверстия:

$d = 8; 10; 12; 14; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 35; 36; 40; 45; 50; 55; 56; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 120 \text{ мм}$  (выделены наиболее ходовые позиции).

Штоки диаметром  $d$  с полым отверстием  $d_0$ :

d, мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	63	63	65	65	65	70	70
$d_0$ , мм	40	35	30	45	40	35	50	45	40	53	43	55	50	45	60	55

d, мм	70	75	75	75	80	80	80	90	90	90	95	95	95	100	100
$d_0$ , мм	50	65	60	55	70	65	60	80	75	70	85	80	75	90	80

*Примечание.* Материал штоков: сталь  $\sigma_{вр} > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\sigma_T > 470 \text{ Н/мм}^2$ ; относительное удлинение  $\delta > 15\%$ .

Коды заказа

Уплотнение штоковое	<table border="1"><tr><td>E05-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>056-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E05-	2-	A-	056-	5	1	2	3	4	5																		
E05-	2-	A-	056-	5																									
1	2	3	4	5																									
Уплотнение поршневое	<table border="1"><tr><td>E15M-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>080-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E15M-	2-	A-	080-	5	1	2	3	4	5	<table border="1"><tr><td>E18-</td><td>100-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E18-	100-	5	1	4	5											
E15M-	2-	A-	080-	5																									
1	2	3	4	5																									
E18-	100-	5																											
1	4	5																											
Кольца опорные	<table border="1"><tr><td>E20-</td><td>080-</td><td>085</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td></tr></table>	E20-	080-	085	1	6	7	<table border="1"><tr><td>E21</td><td>T-</td><td>080-</td><td>12-</td><td>3</td></tr><tr><td>1</td><td>8</td><td>7</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E21	T-	080-	12-	3	1	8	7	9	10	<table border="1"><tr><td>E22</td><td>T-</td><td>100-</td><td>30-</td><td>3</td></tr><tr><td>1</td><td>8</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E22	T-	100-	30-	3	1	8	6	9	10
E20-	080-	085																											
1	6	7																											
E21	T-	080-	12-	3																									
1	8	7	9	10																									
E22	T-	100-	30-	3																									
1	8	6	9	10																									
Кольца опорно-грязезащитные	<table border="1"><tr><td>E23-</td><td>085-</td><td>090</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td></tr></table>	E23-	085-	090	1	6	7	<table border="1"><tr><td>E24-</td><td>160</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td></tr></table>	E24-	160	1	7	<table border="1"><tr><td>E25-</td><td>40-</td><td>6</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td><td>9</td></tr></table>	E25-	40-	6	1	7	9	<table border="1"><tr><td>E26-</td><td>40-</td><td>6</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>9</td></tr></table>	E26-	40-	6	1	6	9			
E23-	085-	090																											
1	6	7																											
E24-	160																												
1	7																												
E25-	40-	6																											
1	7	9																											
E26-	40-	6																											
1	6	9																											
Манжеты	<table border="1"><tr><td>E32-</td><td>080-</td><td>4</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>5</td></tr></table>	E32-	080-	4	1	6	5																						
E32-	080-	4																											
1	6	5																											
Грязесъемники	<table border="1"><tr><td>E50-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>050-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td></tr></table>	E50-	2-	A-	050-	5	1	2	3	6	5																		
E50-	2-	A-	050-	5																									
1	2	3	6	5																									
Кольца защитные поршневые	<table border="1"><tr><td>E61-</td><td>090-</td><td>2,0-</td><td>3,5</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E61-	090-	2,0-	3,5	1	7	9	10																				
E61-	090-	2,0-	3,5																										
1	7	9	10																										
Кольца защитные штоковые	<table border="1"><tr><td>E62-</td><td>090-</td><td>2,0-</td><td>3,5</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E62-	090-	2,0-	3,5	1	6	9	10																				
E62-	090-	2,0-	3,5																										
1	6	9	10																										
Кольца защитные поршневые и штоковые		<table border="1"><tr><td>E64</td><td>P-</td><td>040-</td><td>045-</td><td>2,0-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>11</td><td>6</td><td>7</td><td>9</td><td>5</td></tr></table>	E64	P-	040-	045-	2,0-	5	1	11	6	7	9	5															
E64	P-	040-	045-	2,0-	5																								
1	11	6	7	9	5																								
Уплотнения гидрошарниров	<table border="1"><tr><td>E42-</td><td>2-</td><td>056-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E42-	2-	056-	5	1	2	4	5																				
E42-	2-	056-	5																										
1	2	4	5																										
Уплотнения валов	<table border="1"><tr><td>E71-</td><td>025-</td><td>042-</td><td>6,5</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td><td>9</td></tr></table>	E71-	025-	042-	6,5	1	6	7	9																				
E71-	025-	042-	6,5																										
1	6	7	9																										

*Примечание.*

1. Тип уплотнения или опоры.
2. Серия: 2 – легкая; не указывается – основная.
3. Исполнение: А – с защитным кольцом; не указывается – без кольца.
4. Уплотняемый диаметр, мм (спереди добавляется ноль до трехзначного числа).
5. Группа материала.
6. Диаметр штока (или вала), мм
7. Диаметр цилиндра, мм.
8. Степень точности: П – повышенная; Т – особо точная; не указывается – обычная.
9. Ширина В кольца, мм.
10. Толщина S стенки кольца, мм.
11. P – разрезное; не указывается – цельное.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
<b>Глава 1. ПАРАМЕТРЫ. КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ.....</b>	<b>4</b>
1.1. Классификация и условные обозначения цилиндров.....	4
1.2. Основной параметрический ряд и обозначения цилиндров.....	6
1.3. Технические требования к цилиндрам.....	8
1.4. Конструкции гидроцилиндров.....	8
1.5. Новые подходы к проектированию и производству цилиндров.....	13
1.6. Изготовители и поставщики цилиндров.....	14
<b>Глава 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОЦИЛИНДРОВ.....</b>	<b>16</b>
2.1. Задачи расчета и исходные данные.....	16
2.2. Методика расчета силовых, скоростных и конструктивных параметров цилиндров.....	16
2.3. Выбор уплотнений.....	25
2.4. Рекомендации по монтажу уплотнений.....	28
2.5. Испытание гидроцилиндров.....	29
<b>Глава 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРОВ.....</b>	<b>32</b>
3.1. Разработка технических заданий на проектирование гидроцилиндров.....	32
3.2. Расчет и проектирование гидравлического цилиндра подъёма стрелы манипулятора.....	35
3.3. Особенности конструкции гидроцилиндра.....	40
3.4. Подбор насоса и гидравлической аппаратуры.....	41

ТЕСТЫ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ ПО ТЕМЕ «ЦИЛИНДРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ».....	51
Заключение.....	62
Библиографический список.....	63
Приложения.....	65



Учебное издание

*Воронов Дмитрий Юрьевич*

*Волосков Валерий Владимирович*

*Драчев Александр Олегович*

*Бойченко Олег Валентинович*

## **ГИДРОЦИЛИНДРЫ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е.Ю. Жданова*

Технический редактор *З.М. Малявина*

Верстка: *Л.В. Сызганцева*

Дизайн обложки: Г.В. Карасёва

Подписано в печать 28.09.2011. Формат 60×84/16.

Печать оперативная. Усл. п. л. 4,18.

Тираж 100 экз. Заказ № 1-116-10.

Тольяттинский государственный университет

445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14