

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Машиноведение»

ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА

Методические указания

к выполнению лабораторной работы по курсу
«Гидро- и пневмопривод, гидро- и пневмоавтоматика»
для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения» и
1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного
производства» дневной и заочной формы обучения

УДК 621.3

Методические указания предназначены для оказания методической помощи при выполнении лабораторной работы по дисциплине «Гидро- и пневмопривод, гидро- и пневмоавтоматика» студентам специальностей 1-36 01 01 и 1-36 01 03 дневной и заочной форм обучения

Составители: М.В. Голуб, д.т.н., профессор
В.М. Голуб, к.т.н., доцент

Рецензент: О.А. Медведев, к.т.н., доцент, зав. кафедрой технологии машиностроения
«Брестского государственного технического университета»

Лабораторная работа

Цель работы:

1. Ознакомление с опытной установкой для испытания силового цилиндра.
2. Снятие характеристик силового гидроцилиндра $v_n=f_1(F)$ и $\eta_c=f_2(F)$.

Общие сведения

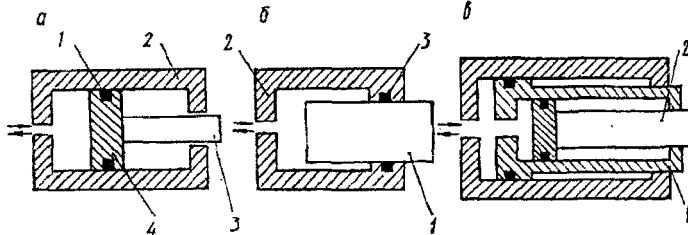
1.1. Классификация гидродвигателей. Объемным гидродвигателем называется объемная гидромашина для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного (ведомого) звена (вала, штока). В зависимости от характера движения выходного звена гидродвигатели делятся на три класса:

- 1) *гидроцилиндры* – объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена;
- 2) *поворотные гидродвигатели* – объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;
- 3) *гидромоторы* – объемные гидродвигатели с вращательным движением выходного звена.

1.2. Гидроцилиндры. Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, применяемыми в качестве исполнительных механизмов гидроприводов различных машин и механизмов с поступательным движением выходного звена. По принципу действия и конструкции гидроцилиндры весьма разнообразны, и применение того или иного типа гидроцилиндра диктуется конкретными условиями работы, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется. Ниже рассмотрены основные типы гидроцилиндров, применяемых в машиностроении.

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение выходного звена под действием потока рабочей жидкости осуществляется только в одном направлении. Движение в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например под действием веса поднимаемого груза или пружины. Такие гидроцилиндры применяются в основном в грузоподъемных машинах. По конструкции гидроцилиндры одностороннего действия бывают:

а) *поршневые* (рисунок 1, а), где выходным звеном является поршень 4 со штоком 3, перемещающиеся относительно корпуса 2. Рабочая камера образована внутренней поверхностью корпуса и поршнем. Герметичность обеспечивается уплотнениями 1;



а – поршневые; б – плунжерные; в – телескопические

Рисунок 1 – Гидроцилиндры

б) *плунжерные* (рисунок 1, б), здесь в качестве выходного звена используется плунжер 1. Они наиболее просты по конструкции и технологии изготовления, поскольку внутренняя поверхность корпуса 2 не подлежит точной обработке, а обрабатываются только поверхность плунжера и часть корпуса (букса), по которой происходит герметизация рабочей камеры уплотнением 3;

в) *телескопические* (рисунок 1, в), в них выходным звеном являются несколько концентрически расположенных поршней или плунжеров, перемещающихся друг относительно друга. Общий ход выходного звена равен сумме ходов каждого поршня или плунжера относительно соседнего. Телескопические гидроцилиндры применяются в случаях, когда при небольшой длине корпуса необходимо получить большой ход выходного звена. Выдвижение начинается с поршня большего диаметра. Затем, когда поршень 1 доходит до упора, относительно него начинает перемещаться поршень 2.

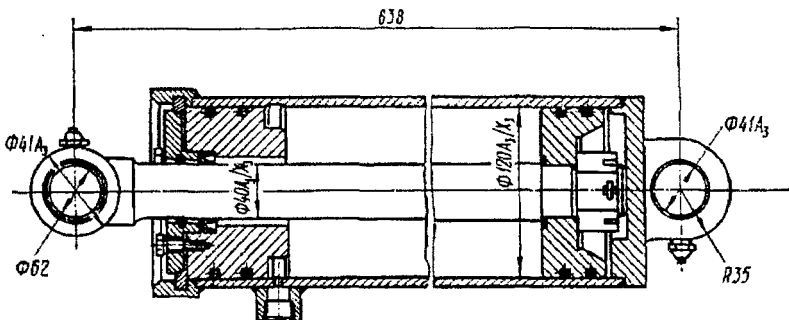


Рисунок 2 – Поршневой гидроцилиндр одностороннего действия

На рисунке 2 представлен поршневой гидроцилиндр одностороннего действия типа 4000М-4630010-Б. Здесь под действием потока рабочей жидкости, поступающей в штоковую полость, происходит втягивание штока. Гидроцилиндры этого типа, а также гидроцилиндры одностороннего действия типа БУ55-0600-00-1 и Д535-04-00, в которых под действием потока рабочей жидкости происходит выдвижение штока, выпускаются серийно для строительных машин, автопогрузчиков и т. п. Рабочее давление – до 12 МПа.

В гидроцилиндрах двустороннего действия движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры наиболее широко применяются в гидроприводах станков и различных строительных машин. Они выполняются в двух вариантах:

- 1) поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком, когда шток находится только с одной стороны поршня;
- 2) поршневой гидроцилиндр с двусторонним штоком – шток расположен по обе стороны поршня (рисунок 3, а).

Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяются в тех случаях, когда необходимо в обычной схеме подключения гидрролинии получить одинаковое усилие и одинаковую скорость при движении штока в обоих направлениях. Однако такие гидроцилинд-

ры увеличивают габариты машины, так как шток выходит по обе стороны корпуса, и более сложны в изготовлении, поскольку приходится выдерживать строгую concentricность (соосность) нескольких поверхностей: внутренней корпуса, внешней поршня и штока. Поэтому преимущественно используют гидроцилиндры с односторонним штоком, а нужное соотношение скоростей при движении в разных направлениях обеспечивают схемой подключения и конструктивными размерами.

На рисунке 3, б представлена упрощенная схема подключения гидроцилиндра с односторонним штоком. При изображенном положении распределителя 1 поршень движется вправо, а при повороте распределителя на 90° – влево. Если $d = D/\sqrt{2}$, то скорости и усилия при движении в обе стороны равны. Если $d \neq D/\sqrt{2}$, то соотношение скоростей и усилий определится отношением d/D . На практике рекомендуется выбирать следующие значения d/D : при $p=1,5$ МПа $d/D=0,3-0,35$; при $p=1,5-5$ МПа $d/D=0,5$; при $p=5-10$ МПа $d/D=0,7$.

В настоящее время серийно выпускается ряд гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком: типа Ц, БУ-0600-00, ПГУ-ЗБ и др. Гидроцилиндры типа Ц имеют диаметры поршней от 60 (Ц60) до 200 мм (Ц200). В большинстве отраслей машиностроения диаметры поршней гидроцилиндров нормализованы. Например, в станкостроении принят следующий ряд диаметров (мм): 45, 50, 65, 75, 90, 120, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 500.

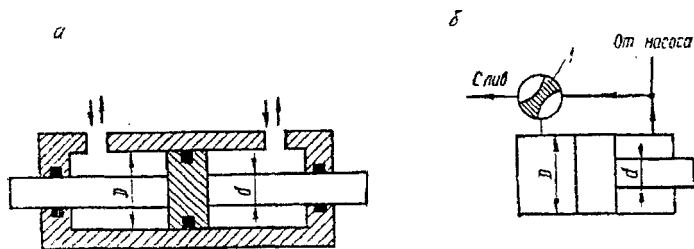


Рисунок 3 – Схемы включения гидроцилиндров

1.3. Расчет гидроцилиндров. Без учета потерь усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется из соотношения:

$$F = p \cdot S_3, \quad (1)$$

где p – давление в напорной гидролинии; S_3 – эффективная площадь поршня со стороны нагнетания. Скорость перемещения поршня определяется по формуле:

$$v_{\Pi} = \frac{Q}{S_3}, \quad (2)$$

где Q – расход рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр.

Для точного определения развиваемого усилия с учетом трения и потерь в сливной гидролинии следует исходить из уравнения равновесия поршня.

КПД гидроцилиндров определяется в основном механическими потерями энергии на трение. Объемные потери при уплотнении поршня резиновыми кольцами или манжетами практически отсутствуют, и объемный КПД близок к единице. Механический КПД рассчитывается по формуле:

$$\eta_M = 1 - \frac{F_T}{F}, \quad (3)$$

где F_T – сила трения, зависящая от типа уплотнения, чистоты поверхности, температуры и давления. В зависимости от этих факторов η_M меняется в пределах 0,85 – 0,95.

Толщину стенок корпуса гидроцилиндра находят из выражения:

$$R_K = R_0 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p + 0,4 \cdot p_y}{\sigma_p - 1,3 \cdot p_y}}, \quad (4)$$

где σ_p – допустимое напряжение растяжения материала корпуса; p_y – расчетное давление ($p_y = 1,2p$); R_0 – внутренний радиус корпуса; R_K – наружный радиус корпуса.

Толщину плоского доньшка корпуса гидроцилиндра определяют по формуле:

$$t = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma}}. \quad (5)$$

Штоки гидроцилиндров, работающие на сжатие, при длине $L > 10d$ рассчитывают на продольный изгиб по формуле Эйлера. Для коротких штоков ($L < 10d$) справедлива упрощенная формула:

$$\sigma_{И} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2}, \quad (6)$$

где F – усилие сжатия штока; d – диаметр штока.

Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из стальных поковок. Корпуса гидроцилиндров при давлении до 20 МПа изготавливают из стальных труб с $\sigma_p = 60$ – 80 МПа; при давлении до 15 МПа – из чугунного литья $\sigma_p = 40$ МПа; при давлении свыше 20 МПа – из ковanej стали с $\sigma_p = 100$ – 120 МПа; при давлении ниже 10 МПа могут быть использованы алюминиевые трубы или литье из серого чугуна с $\sigma_p = 25$ МПа.

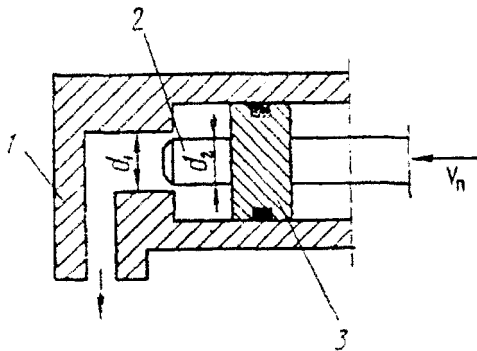


Рисунок 4 – Гидроцилиндр с демпфером

При расчете гидроцилиндров на прочность при давлении до 30 МПа принимается запас прочности $n=3$.

Для уменьшения потерь давления во входных и выходных каналах гидроцилиндров диаметры проходных отверстий выбираются из условия, что скорость потока рабочей жидкости не должна превышать 6 м/с. Однако для демпфирования ударов поршня о крышки (донышки) корпуса применяют специальные способы дросселирования этих отверстий, обеспечивающие торможение поршня в конце хода и уменьшающие ударные нагрузки. На рис. 4 представлена простейшая схема такого демпфера. В конце хода поршня 3 цилиндрический хвостовик 2 входит в цилиндрический канал корпуса 1, уменьшая тем самым проходное сечение канала, по которому рабочая жидкость поступает в сливную гидролинию. Сопротивление протеканию рабочей жидкости тормозит поршень и плавно снижает его скорость. Усилие торможения

$$F_{\text{тор}} = S_3 \cdot p = \frac{12 \cdot \mu \cdot l \cdot v \cdot S_3}{\pi \cdot d^2 \cdot \delta^2}, \quad (7)$$

где S_3 – эффективная площадь поршня; δ – кольцевой зазор ($\delta = \frac{d_1 - d_2}{2}$); v – текущая скорость поршня; μ – динамическая вязкость. По такому принципу работает демпфер серийно выпускаемых промышленностью гидроцилиндров типа Э153А, которые широко применяются в строительных машинах.

Для определения внутреннего диаметра гидроцилиндра D используют уравнение равновесия поршня. В качестве примера рассмотрим гидроцилиндр с односторонним штоком (рисунок 5).

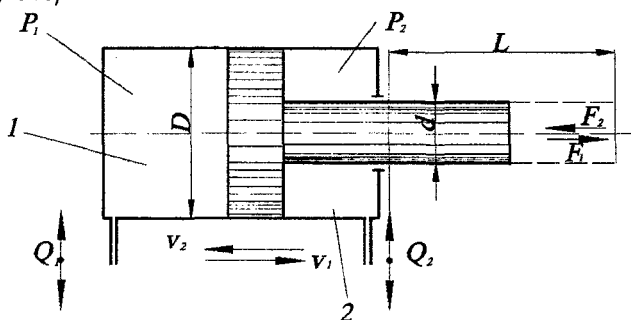


Рисунок 5 – Основные параметры гидроцилиндров

Если нагрузка воспринимается бесштоковой полостью (при движении поршня вправо):

$$F_{\text{ш}} = [p_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - p_{\text{сл}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{\text{ш}}^2)] \cdot \eta_{\text{ц}}. \quad (8)$$

Если нагрузка воспринимается штоковой полостью (при движении поршня влево):

$$F_{\text{ш}} = [p_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{\text{ш}}^2) - p_{\text{сл}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}] \cdot \eta_{\text{ц}}. \quad (9)$$

Приняв отношение диаметра штока к внутреннему диаметру гидроцилиндра $d_{ш}/D = K_{ш}$

и преобразовав эти формулы, получим:

при движении поршня вправо

$$D_p = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{ш}}{[p_{ц} - (1 - K_{ш}^2) \cdot p_{сн}] \cdot \eta_{ц}}}; \quad (10)$$

при движении поршня влево

$$D_p = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{ш}}{[(1 - K_{ш}^2) \cdot p_{ц} - p_{сн}] \cdot \eta_{ц}}}; \quad (11)$$

где $F_{ш}$ – усилие на штоке гидроцилиндра;

D – внутренний диаметр поршня гидроцилиндра;

$d_{ш}$ – диаметр штока гидроцилиндра;

$p_{ц}$ – давление в гидроцилиндре;

$p_{сн}$ – противодействие сливной полости гидроцилиндра;

$\eta_{ц}$ – механический к.п.д. гидроцилиндра.

Для предварительного расчета можно принять $p_{сн} = 0,2 \dots 0,3$ МПа; $K_{ш} = 0,5 \dots 0,7$; $\eta_{ц} = 0,95 \dots 0,98$.

Полученное значение D_p округляется до ближайшего большего стандартного (по ГОСТ 12447-80), (мм): ...25, 30, 40, 50, 63, 80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 220, 250... Далее по известным параметрам (D , d , L , $p_{ц}$) в справочной литературе выбирается соответствующий типоразмер гидроцилиндра. По его техническим характеристикам уточняется давление $p_{ц}$.

Для определения параметров других типов гидроцилиндров (с двусторонним штоком, плунжерных, телескопических, при дифференциальном включении гидроцилиндра и т.д.) необходимо составить уравнение равновесия поршня и из него вывести расчетную формулу.

Расход рабочей жидкости в гидроцилиндре, соответствующий заданной максимальной скорости v выходного звена, определяется:

если рабочая полость бесштоковая

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v}{4 \cdot \eta_{оц}}; \quad (12)$$

если рабочая полость штоковая

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2) \cdot v}{4 \cdot \eta_{оц}}; \quad (13)$$

где $\eta_{оц}$ – объемный к.п.д. гидроцилиндра.

При уплотнениях поршня резиновыми кольцами и манжетами $\eta_{оц} = 1,0$; пружинными поршневыми кольцами $\eta_{оц} = 0,95 \dots 0,98$.

Если перемещение поршня задано числом двойных ходов n , расход рабочей жидкости через цилиндр можно определить как:

$$Q = \frac{\pi \cdot [(D^2 - d_{ш}^2) + D^2] \cdot l \cdot v}{4 \cdot \eta_{оц}} \quad (14)$$

При циклическом характере рабочего процесса расходы определяются исходя из максимальных скоростей перемещения рабочих органов гидропривода.

В силовом цилиндре энергия давления поступающей жидкости преобразуется в механическую энергию перемещения штока.

Скорость перемещения v поршня (или в некоторых конструкциях цилиндра при неподвижном поршне) зависит от количества жидкости $Q_{ц}$, поступающей в цилиндр, и его рабочей площади S_p .

Для гидроцилиндра с односторонним штоком при подаче жидкости в левую бесштоковую полость рабочая площадь поршня определяется соотношением:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (15)$$

Тогда скорость перемещения поршня (без учета утечек жидкости) определяется по формулам:

$$\text{бесштоковая полость} \quad v_{пр} = \frac{4 \cdot Q_{ц}}{\pi \cdot D^2} \quad (16)$$

$$\text{штоковая полость} \quad v_{л} = \frac{4 \cdot Q_{ц}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (17)$$

где D – диаметр поршня, d – диаметр штока.

В соответствии с данными формулами при подаче одинакового количества жидкости $Q_{ц}$ попеременно в правую и левую полости цилиндра поршень будет перемещаться с различной скоростью. Это дает возможность путем соответствующего подбора размеров D и d достигнуть необходимых усилий и скорости при рабочем и обратном ходе. В силовых цилиндрах с односторонним штоком возможно получение одинаковых скоростей перемещения штока в обоих направлениях. Для этого площадь сечения штока должна быть в два раза меньше площади сечения поршня, и при движении поршня влево вытесненная жидкость должна поступать в правую полость вместе с жидкостью, подаваемой насосом.

В силовых цилиндрах с двусторонним штоком скорость перемещения поршня в обоих направлениях при подаче одинакового количества жидкости будет одинаковой. Основным недостатком таких гидроцилиндров является увеличение габаритов установок, связанное с выходом штока по обе стороны цилиндра.

Под действием давления жидкости на поршень расчетное усилие на штоке $F_{ш}$ (без учета силы трения и штока) определяется по формуле:

$$F_{ш} = p_{ц} \cdot S_p, \quad (18)$$

где $p_{ц}$ – рабочее давление жидкости:

$$p_u = p_1 - p_2, \quad (19)$$

p_1 и p_2 – давление жидкости соответственно на входе и выходе силового цилиндра.

Мощность, потребляемая силовым гидроцилиндром, без учета утечек рабочей жидкости и трения в цилиндре:

$$N = F_{ш} \cdot v, \quad (20)$$

или
$$N = p_u \cdot Q_u.$$

Зная фактическое усилие на штоке $F_{ш}$ и скорость движения v_n , мощность на штоке силового цилиндра (полезную мощность) определяют по формуле:

$$N_{п} = F_{ш} \cdot v_n. \quad (21)$$

К.п.д. силового гидроцилиндра, представляющий отношение полезной мощности к мощности потребляемой, равен:

$$\eta_u = \frac{N_u}{N} = \frac{F_{ш} \cdot v_n}{p_u \cdot Q_u}. \quad (22)$$

К.п.д. гидроцилиндра может быть представлен в виде:

$$\eta_u = \eta_{o.u.} \cdot \eta_{m.u.}, \quad (23)$$

где $\eta_{o.u.}$ – объемный к.п.д. гидроцилиндра, учитывающий наличие утечек жидкости и в связи с этим уменьшение фактической скорости движения поршня и штока v_n по сравнению с расчетной v :

$$\eta_{o.u.} = \frac{v_n}{v}, \quad (24)$$

$\eta_{m.u.}$ – механический к.п.д. гидроцилиндра, учитывающий уменьшение фактического (измеренного) усилия на штоке $F_{ш}$ по сравнению с расчетным F вследствие трения поршня и штока при движении в силовом цилиндре:

$$\eta_{m.u.} = \frac{F_{ш}}{F}. \quad (25)$$

Объемный к.п.д. гидроцилиндра, поршень которого уплотнен манжетами или резиновыми кольцами, можно принимать равным единице, так как при таком уплотнении утечек жидкости практически нет. В случае уплотнения поршня металлическими разрезными кольцами $\eta_{o.u.} = 0,98 - 0,99$.

Механический к.п.д. гидроцилиндра в зависимости от различных факторов находится в пределах от $0,85 - 0,97$; среднее значение $\eta_{m.u.} = 0,95$.

Испытание силового цилиндра сводится к опытному определению его характеристик в виде зависимостей: $v_n = f_1(F)$ и $\eta_u = f_2(F)$.

Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рисунке 6, в которой использованы стандартные обозначения элементов гидропередач.

При помощи насосной станции 1, состоящей из пластинчатого насоса с электродвигателем, жидкость по системе соединительных трубопроводов подается через фильтр 3, обратный клапан 4 и дроссель 5 в реверсивный золотник (гидрораспределитель) 6 с электрогидравлическим управлением, являющимся органом управления гидропередачи. При показанном на рисунке 6 положении золотника рабочая жидкость поступает в бесштоковую полость силового гидроцилиндра 7, выполняющего в опытной установке функцию гидродвигателя. Из штоковой полости гидроцилиндра жидкость через золотник сливается в гидробак 14, откуда поступает в насосную станцию 1.

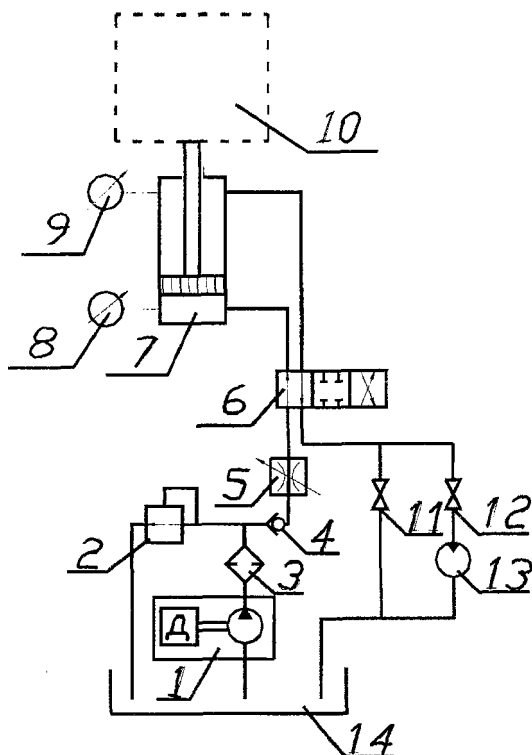


Рисунок 6 – Схема экспериментальной установки

Для измерения количества жидкости, прошедшей через гидроцилиндр, служит расходомер 13, подключаемый к системе при помощи кранов 11 и 12. По расходомеру при данном значении частоты вращения мотора можно определить расход жидкости в гидроцилиндре Q_c .

Нагрузка гидроцилиндра осуществляется при помощи нагрузочного механизма 10, выполненного в двух вариантах: в виде механического грузового устройства и специального гидравлического цилиндра с самостоятельной питающей установкой.

Предохранительный клапан 2 служит для ограничения давления в гидросистеме установки и выполняет функцию переливного клапана. В состав экспериментальной установки также входят образцовые манометры 8 и 9, которые при помощи распределительных кранов подключаются к точке отбора давления.

Порядок выполнения работы

1. Устанавливается и фиксируется минимальная полезная нагрузка на шток гидроцилиндра $F_{ш}$ в зависимости от используемого в опытной установке нагрузочного механизма (в случае специального гидроцилиндра с самостоятельной питающей установкой – путем соответствующей настройки клапанов, обеспечивающих нужную разность давлений; в случае механического устройства грузового типа – установкой определенного груза).

2. Включается электродвигатель насосной станции 1. После запуска установки необходимо выждать не менее 5 – 6 минут, по истечении которых режим работы насоса можно считать установившимся.

3. Включением золотника 6 в положение, соответствующее изображенному на рисунке 6, достигается поступление масла в бесштоковую полость силового гидроцилиндра и его слив из штоковой полости.

4. Одновременно с включением золотника включается секундомер и определяется длительность рабочего хода поршня.

5. При помощи манометров 8 и 9 измеряется давление p_1 и p_2 на входе и выходе гидроцилиндра.

6. Переключением кранов 11 и 12 масло направляется в расходомер 13. По счетчику расходомера определяется частота вращения n .

7. При достижении поршнем со штоком крайнего положения переключением золотника масло направляется в штоковую полость гидроцилиндра.

8. Увеличивается полезная нагрузка на шток гидроцилиндра (см. п. 1) и в последовательности, указанной в пп. 3 – 7, проводятся следующие 5 – 6 опытов.

9. Результаты измерений заносятся в таблицу 1.

Таблица 1

Диаметр поршня $D = \underline{\hspace{2cm}}$; Длина хода поршня $l = \underline{\hspace{2cm}}$					
№ опыта	Длительность рабочего хода t	Давление в гидроцилиндре		Частота вращения расходомера n	Полезная нагрузка на штоке R
		На входе p_1	На выходе p_2		
Размерность	сек	МПа	МПа	мин ⁻¹	кг

Обработка экспериментальных данных

1. По расходомеру при опытной частоте вращения n определяется расход гидроцилиндра $Q_{ц}$.
2. Согласно зависимости (16), определяется скорость v движения поршня.
3. По зависимости $v_n = l/t$ определяется фактическая скорость движения поршня v_n .
4. По опытным значениям давлений на входе и выходе гидроцилиндра по зависимости (19) определяется давление $p_{ц}$.
5. По зависимости (18) определяется расчетное усилие на штоке F при рабочей площади поршня S_n .
6. По зависимости (20) подсчитывается мощность N , потребляемая силовым гидроцилиндром.
7. По зависимости (21) определяется полезная мощность гидроцилиндра N_n .
8. По формуле (24) определяется объемный к.п.д. $\eta_{о.ц}$ гидроцилиндра.
9. По зависимости (25) определяется механический к.п.д. $\eta_{м.ц}$ гидроцилиндра.
10. По зависимости (22) или (23) определяется полный к.п.д. $\eta_{ц}$ гидроцилиндра.

Результаты вычислений заносятся в таблицу 2.

Таблица 2

№ опыта	Расход гидроцилиндра $Q_{ц}$	Скорость движения поршня		Рабочее давление гидроцилиндра $p_{ц}$	Усилие на штоке		Мощность гидроцилиндра		К.п.д. гидро-цилиндра			
		Расчетная v	Фактическая v_n		Расчетное F	Фактическое R	Потребляемая N	Полезная $N_{ц}$	Объемный $\eta_{о.ц}$	Механический $\eta_{м.ц}$	Полный $\eta_{ц}$	
Размерность												

11. По экспериментальным данным строятся характеристики силового гидроцилиндра $v_n = f_1(F)$ и $\eta_{ц} = f_2(F)$.

Учебное издание

Составители:

Голуб Михаил Владимирович

Голуб Владимир Михайлович

ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА

Методические указания

к выполнению лабораторной работы по курсу
«Гидро- и пневмопривод, гидро- и пневмоавтоматика»
для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения» и
1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного
производства» дневной и заочной формы обучения

Ответственный за выпуск: Голуб М.В.

Редактор: Боровикова Е.А.

Корректор: Щерба О.В.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А.П., Боровикова Е.А.

Подписано к печати 10.04.2013 г. Формат 60x84¹/₁₆. Бумага «Снегурочка».

Уч. изд. л. 1,0. Усл. п. л. 0,93. Тираж 50 экз. Заказ № 1389.

Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Брестский государственный технический университет».

224017, Брест, ул. Московская, 267.