

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ

ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ) (СГАУ)

Определение КПД гидропередачи

Электронные методические указания
к лабораторным работам

Работа выполнена по мероприятию блока 1 «Совершенствование образовательной деятельности» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка образовательных стандартов СГАУ по специальности 160700.65 – Проектирование авиационных и ракетных двигателей и направлению подготовки бакалавров 160700.62 – Двигатели летательных аппаратов со сквозной документацией и создание исследовательских лабораторных работ и прогрессивных технологий лекционных занятий»

Соглашение № 1/4 от 03 июня 2013 г.

САМАРА

2013

УДК 621.65 (075)

О-624

Составитель: **Родионов Леонид Валерьевич**

Рецензент: Смелов В.Г., к.т.н., доцент кафедры ПДЛА.

Компьютерная верстка: Кузьмин А.Ю.

Доверстка: Мухаметзянов А.В.

Определение КПД гидропередачи [Электронный ресурс]: электрон. метод. указания к лаб. работам / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Л. В. Родионов. - Электрон. текстовые и граф. дан. (1,38 Мбайт). - Самара, 2013. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В пособии приведены методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Объемные гидромашины и гидропередачи».

Целью методических указаний является закрепление практических навыков студентов при снятии характеристик объемных гидромашин.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 150802.65 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (6,7 семестры) и 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» (9 и 10 семестры), бакалавров, обучающихся по направлениям 141100.62 "Энергетическое машиностроение" (6,7 семестры), 151000.62 «Технологические машины и оборудование» (6,7 семестры).

Разработано на кафедре АСЭУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
<u>ВВЕДЕНИЕ</u>	4
1 <u>ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА...</u>	6
2 <u>ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПЕРЕДАЧИ</u>	13
3 <u>ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЯ</u> <u>ГИДРОЦИЛИНДРА</u>	20

ВВЕДЕНИЕ

Гидропривод состоит из трех основных элементов: гидропередачи, устройства управления и обслуживающего устройства. Силовой частью гидропривода является гидропередача, состоящая из насоса и гидродвигателя. Гидропередачи в свою очередь делятся на два вида: динамические и объемные. К динамическим относятся гидродинамические муфты и гидродинамические трансформаторы, а к объемным — различные комбинации объемных насосов и гидродвигателей.

Под гидропередачей понимается устройство, передающее механическую энергию посредством жидкости, и состоящее из объемного насоса и объемного гидромотора, связанных между собой основной гидромагистралью. Объемные гидропередачи классифицируются по характеру движения выходного звена и по их способности к регулированию. По характеру движения выходного звена они разделяются на: гидропередачи с поступательным движением; гидропередачи с вращательным движением; гидропередачи с поворотным движением. У первых в качестве выходного звена применяются гидроцилиндры, у вторых гидромоторы, а у третьих поворотные гидродвигатели. По способности к регулированию гидропередачи делятся на регулируемые и нерегулируемые. По способу регулирования — на гидропередачи с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным регулированием.

В качестве источника расхода в гидропередачах используются насосы. Насосы делятся на лопастные (динамические) и объемные. В первых насосах, рабочим органом является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями, а передача энергии (от колеса к жидкости) происходит за счет динамического взаимодействия лопастей колеса и обтекающей их жидкости. В объемных гидронасосах передача энергии осуществляется изменением объемов их рабочих камер, производимым соответственно поршнем, плунжером, шестерней или пластиной насоса.

Назначение гидropередач такое же, как и механических (муфты, коробки скоростей, редукторы), однако по сравнению с механическими они имеют ряд преимуществ: возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота управления и автоматизации; простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена; большая передаваемая мощность на единицу массы привода; надежная смазка трущихся поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

К недостаткам относятся: утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления; нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты; более низкий КПД чем у сопоставимых механических передач; необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха; пожароопасность в случае применения горючей рабочей жидкости.

1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА

Статической характеристикой объемных насосов называют зависимость подачи насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения приводного вала. Поскольку теоретическая (идеальная) подача нерегулируемого объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид горизонтальной прямой Q_T (рисунок 1).

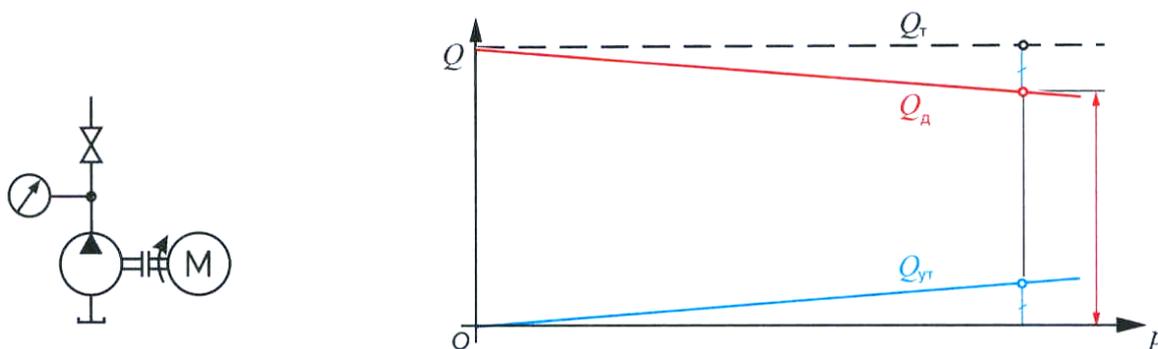


Рисунок 1 - Статическая характеристика нерегулируемых объемных насосов

Действительная подача насоса отличается от теоретической на величину перетечек (внутренних утечек) рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями насосов, образующими рабочие камеры — из полости нагнетания в полость всасывания, т.е. $Q_D = Q_T - Q_{ут}$.

Поскольку уплотняющие зазоры в насосах малы и протяженны, а вязкость рабочей жидкости обычно значительна, то режим ее течения в этих зазорах, как правило, ламинарный. Поэтому при не очень высоких давлениях утечки будут возрастать прямопропорционально росту давления.

Отсюда следует, что реальная характеристика объемного насоса имеет вид наклонной прямой, причем, чем более совершенен насос, тем угол наклона меньше (тем больше «жесткость» характеристики). Сравнивая характеристику насоса, которая приводится в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

Из приведенной на рисунке 1 характеристики следует, что подача насоса может стать равной нулю при значениях давления близких к бесконечности. Другими словами, если напорную линию насоса полностью перекрыть, т.е. обеспечить условие $Q_d = 0$, то давление в ней может вырасти практически до бесконечности, что непременно приведет к разрыву трубопровода, либо к разрушению деталей насоса. Во избежание этого, все насосные установки снабжают предохранительными клапанами (рисунок 2), которые начинают сбрасывать часть рабочей жидкости обратно в бак, при достижении давления в напорной линии некоторого предельно допустимого значения. Клапан может быть встроен в корпус насоса, или устанавливается отдельно.

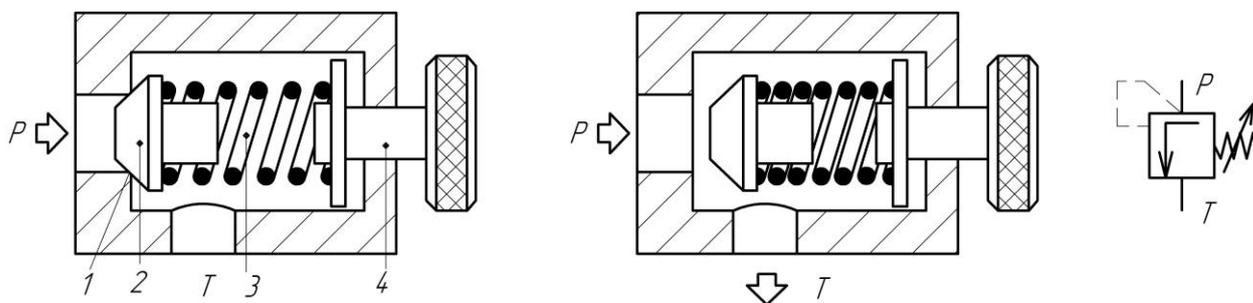


Рисунок 2 - Принцип действия предохранительного клапана

В нормальном состоянии запорно-регулирующий элемент - конический клапан 2 - прижат к седлу 1 пружиной 3, величина усилия которой настраивается посредством регулировочного винта 4 (рисунок 2).

Пока давление насоса $p_H < p_0 = F_{np0} / A_{кл}$ (где F_{np0} - сила пружины при закрытом клапане; $A_{кл}$ - площадь отверстия, перекрываемого клапаном), клапан закрыт. При повышении давления на входе в клапан выше значения p_0 , определяемого настройкой пружины 3, конический клапан 2 начинает отходить от седла 1, обеспечивая сброс части рабочей жидкости в бак. Степень открытия клапана увеличивается с увеличением давления на его входе. Когда величина давления в напорной линии насоса упадет ниже номинального значения срабатывания клапана, он закрывается.

Характеристика объемного насоса с установленным параллельно предохранительным клапаном, показана на рисунок 3.

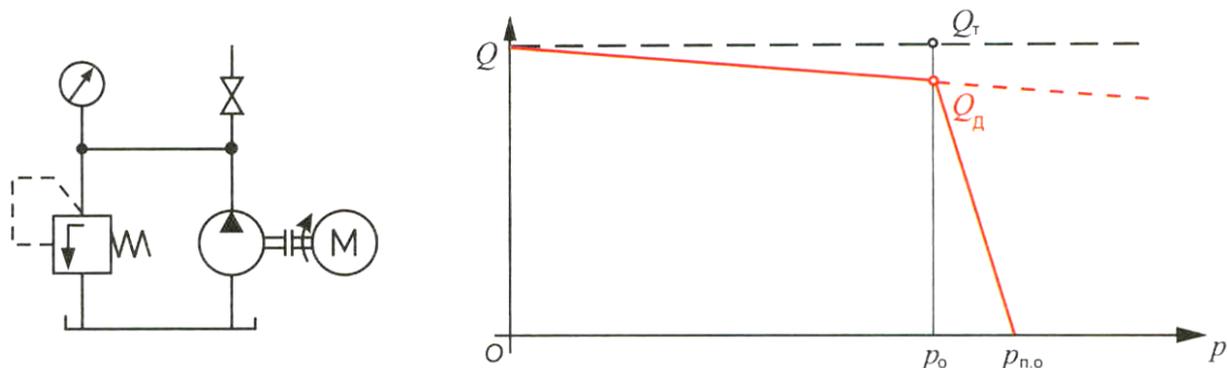


Рисунок 3 - Характеристика объемного насоса с предохранительным клапаном

При давлении насоса $p_H < p_0$, предохранительный клапан закрыт и характеристика насоса с клапаном совпадает с характеристикой собственно насоса. При давлениях $p_H > p_0$ часть подачи переливается через клапан, характеристика резко «заваливается» вниз (эту часть характеристики приблизительно можно представить тоже в виде прямой линии). При достижении давления полного открытия предохранительного клапана $p_{п.о.}$, вся подача насоса через клапан поступает в бак. Очевидно, что такой способ регулирования подачи неэкономичен, поскольку часть мощности, развиваемой насосом (а в точке $p_{п.о.}$ вся мощность), теряется в клапане.

Почти такую же по виду характеристику имеют насосы с регулируемой подачей (рисунок 4).

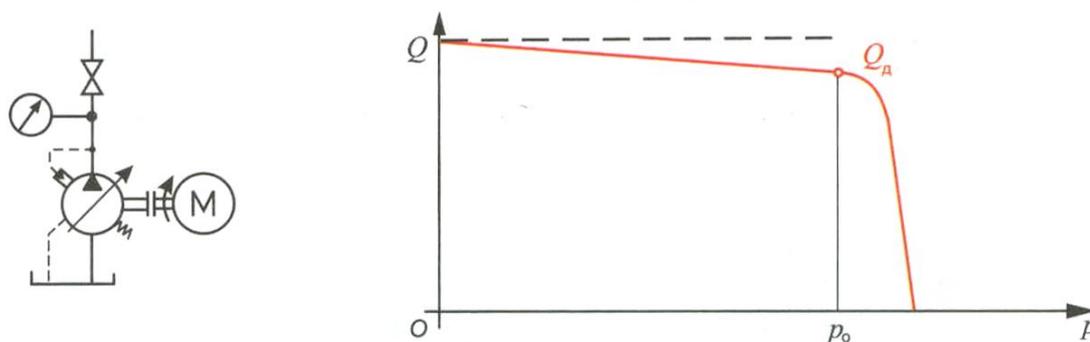


Рисунок 4 - Характеристика объемного насоса с регулируемой по давлению подачей

С точки зрения расхода энергии, такой способ регулирования подачи является более экономичным. Если потребитель не расходует жидкость, то давление на выходе насоса возрастает, рабочий объем насоса уменьшается, что сопровождается уменьшением подачи вплоть до полного ее прекращения. При этом потребляемая насосом мощность становится минимально возможной.

Перед тем как определить коэффициент полезного действия гидропередачи необходимо определить статическую характеристику источника расхода – пластинчатый насос.

Пластинчатый насос - это роторная объёмная гидромашина, вытеснителями в которой являются две и более пластин (шиберов).

Изготавливают пластинчатые гидромашины однократного действия и двукратного действия. Известны также гидромашин многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала гидромашин процесс всасывания и нагнетания осуществляется один раз, в машинах двукратного действия - два раза.

Пластинчатые насосы могут использоваться в режиме гидромотора только в том случае, если в пространстве под пластинами расположены пружины, осуществляющие прижим пластин к корпусу статора. При отсутствии таких пружин насос не является обратимым.

Принцип работы насоса однократного действия, показанного на рисунке 5, состоит в следующем: при сообщении вращающего момента валу насоса ротор гидромашин приходит во вращение, под действием центробежной силы (или под действием силы упругости пружин, находящихся под пластинами) пластины прижимаются к корпусу статора, в результате чего образуется две полости, герметично отделённых друг от друга. Объём одной из полостей постепенно увеличивается (в эту полость происходит всасывание), а одновременно с этим объём другой полости постепенно уменьшается (из этой полости осуществляется нагнетание рабочей жидкости).

Частота вращения вала насосов: 960 об/мин - для насосов на 6,3 МПа; 1500 об/мин - для насосов на 16 МПа. В сравнении с шестерёнными, пластинчатые

гидромашины создают более равномерную подачу, а в сравнении с роторно-поршневыми и поршневыми гидромашинами - дешевле, проще по конструкции и менее требовательны к фильтрации рабочей жидкости. Но так же пластинчатые насосы имеют и недостатки: невысокое максимальное давление нагнетания, сложность конструкции и низкая ремонтпригодность.

Пластинчатые гидромашины (рисунок 5) применяются в основном для подачи масла в системы гидропривода станков, прессов, транспортных машин, а также для перекачивания других смазочных материалов и вязких продуктов.

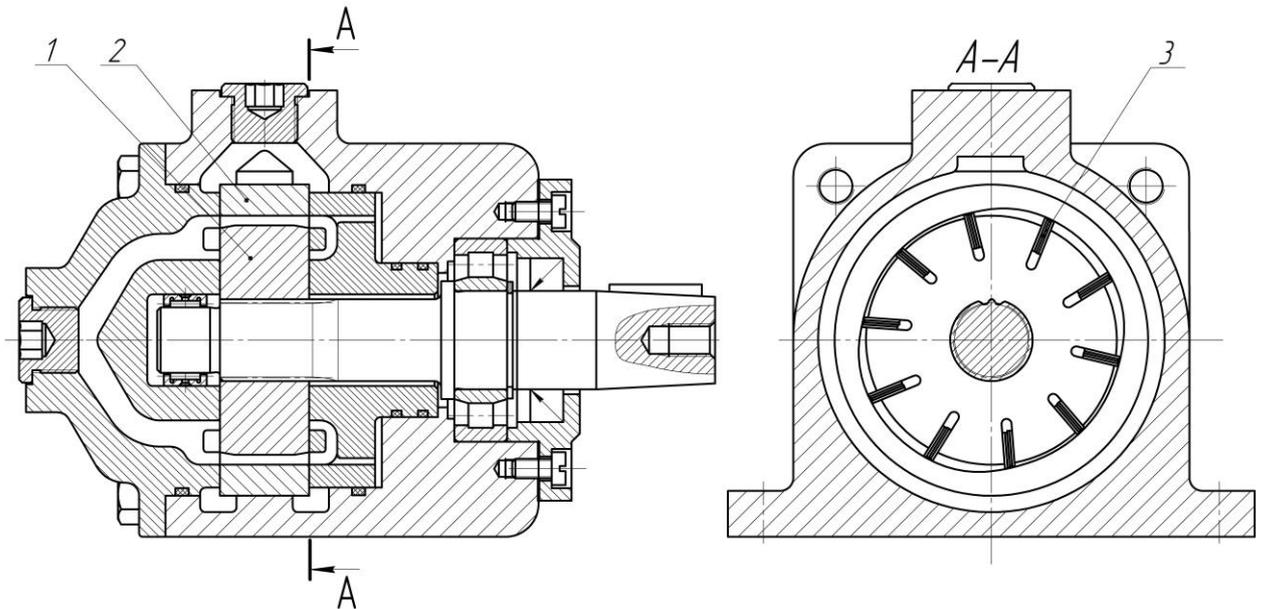


Рисунок 5 – Пластинчатый насос в разрезе: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – пластина

Для характеристики насосов используют следующие параметры:

1 Рабочий объем V_0 , m^3 - разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала насоса.

2 Подача насоса Q , m^3/c - объем жидкости, подаваемой насосом за единицу времени: $Q = \frac{V}{t}$.

3 Давление насоса p_H , Pa - разность между давлением p_2 на выходе из насоса и давлением p_1 на входе в него: $p_H = p_2 - p_1$.

4 Затраченная мощность N_3 , кВт потребляемая насосом (подводимая от двигателя): $N_3 = M \cdot \omega$,

где M – крутящий момент на валу насоса; ω - частота вращения вала.

5 Полезная мощность насоса N_{II} , кВт - мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости: $N_{II} = P \cdot Q$.

6 К.п.д. насоса η - отношение полезной мощности к мощности насоса: $\eta = \frac{N_{II}}{N_3}$

Цель работы: определение статических характеристик насоса.

Описание установки

Схема установки включает в себя насосную станцию, состоящую из фильтра Ф, необходимого для очистки рабочей жидкости от загрязняющих веществ, пластинчатого насоса Н, клапана предохранительного КП1 для предохранения насоса от перегрузок, вентиля ВН и манометра М1. Манометр М2 служит для измерения давления настройки клапана КП2. Дроссель с обратным клапаном необходим для изменения расхода. Мерный бак МБ и вентиль ВН, необходимы для измерения.

Порядок выполнения эксперимента

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 6.
2. Включить электродвигатель насоса
3. Изменяя величину затяжки пружины клапана КП2, настроить его на давление 5 МПа.
4. Установить давление в напорной линии насоса p_H по средством изменения проходного сечения дросселя ДР, фиксировать время t наполнения мерного бака МБ и объем жидкости V .
5. Измерения провести при различном давлении в напорной магистрали с шагом 0,5 МПа.
6. Результаты занести в таблицу 1.

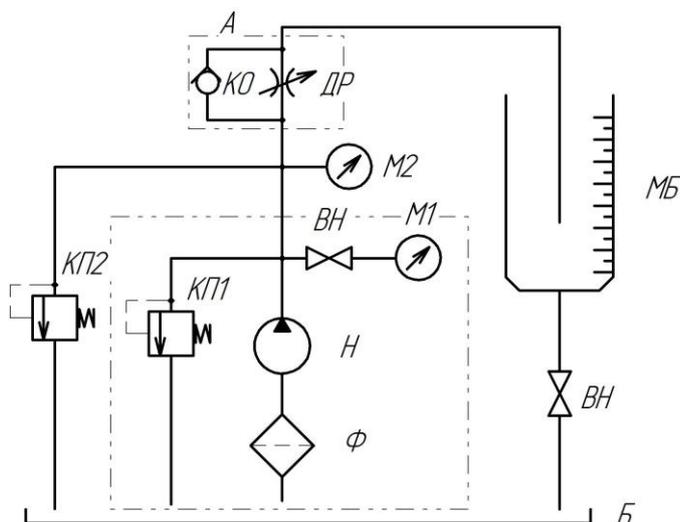


Рисунок 6 – Схема испытаний: Б-гидробак, Ф-фильтр, Н-пластинчатый насос, ВН-вентиль, КП1,КП2-клапаны предохранительные, М1,М2-манометры, МБ-мерный бак, КО-клапан обратный, ДР-дроссель

Таблица 1 - Результаты исследований

№	t, c	V, m^3	p_H, MPa	$Q_H, m^3/c$	$N_{II}, кВт$	η
1						
2						
...						
n						

Обработка результатов эксперимента

На основании данных таблицы 1 рассчитать подачу насоса Q_H по формуле

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ полезную мощность насоса } N_{II}, N_{II} = P \cdot Q, \text{ к.п.д. насоса } \eta, \eta = \frac{N_{II}}{N_3}.$$

Полученные результаты занести в таблицу 1. Построить графики зависимостей в виде, представленном на рисунке 7.

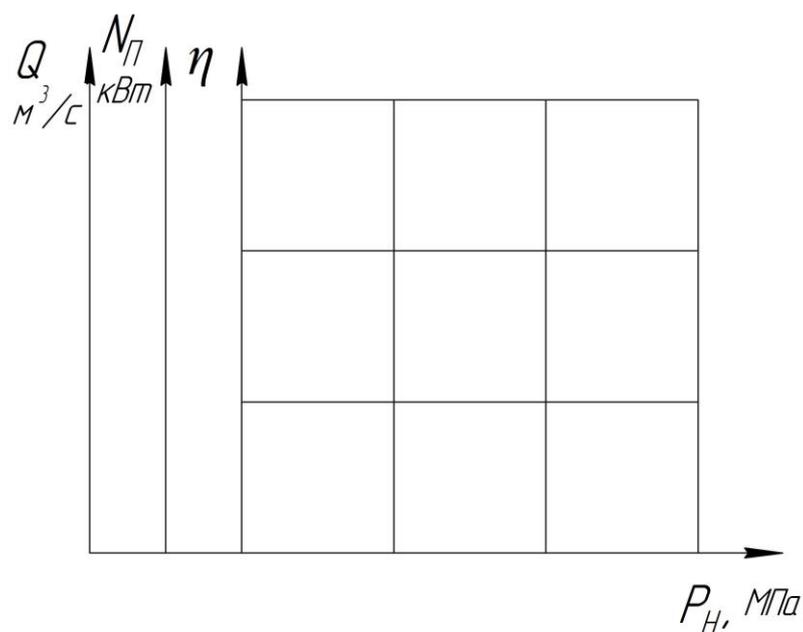


Рисунок 7 - Характеристики пластинчатого насоса

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип работы насоса однократного действия?
2. Что называют подачей, напором, коэффициентом полезного действия насоса?
3. Что такое полезная мощность насоса и как она определяется? Как определить необходимую мощность двигателя насоса? Как она выражается через напор и через давление?
4. Для чего необходимо знать рабочую характеристику насоса?
5. Каким способом регулируют подачу объемных насосов?
6. Каковы относительные достоинства и недостатки поршневых, шестерённых и пластинчатых насосов?

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Гидромотор это устройство, предназначенное для преобразования энергии жидкости в механическую энергию, с последующим воздействием на рабочий орган. Обычно, в качестве такого органа выступает выходной вал, который получает преобразованную энергию. Далее вращательные движения вала

способствуют работе всей машины, а также выполнению определенных технологических функций.

Гидравлика позволяет решить проблемы во многих отраслях народного хозяйства. Поскольку, деятельность человека очень широка, гидромоторы нашли своё применение в газовой и нефтяной отрасли, авиации и космической индустрии, автомобильном транспорте и автокранах, строительной технике и коммунальных машинах, а также в железнодорожной отрасли и лесопромышленности.

Конструкции гидромоторов аналогичны конструкциям соответствующих насосов. Некоторые конструктивные отличия связаны с обратным потоком мощности через гидромашину, работающую в режиме гидромотора. В отличие от насосов, в гидромоторе на вход подаётся рабочая жидкость под давлением, а на выходе снимается с вала крутящий момент. Наибольшее распространение получили шестерённые, пластинчатые, аксиально-плунжерные и радиально-плунжерные гидромоторы.

Аксиально-плунжерные гидромоторы используются в тех случаях, когда необходимо получить высокие скорости вращения вала, а радиально-плунжерные — когда необходимы небольшие скорости вращения при большом создаваемом моменте вращения. Например, поворот башни некоторых автомобильных кранов осуществляют радиально-плунжерные гидромоторы. В станочных гидроприводах широко распространены пластинчатые гидромоторы. Шестерённые гидромоторы используются в несложных гидросистемах с невысокими требованиями к неравномерности вращения вала гидромотора. Гидромоторы широко применялись в авиации, в виде двухканальных гидроприводов закрылков и перекладки крыла, а также ряде вспомогательных систем, ввиду их небольших габаритов и большой мощности.

Гидромоторы применяются в технике значительно реже электромоторов, однако в ряде случаев они имеют существенные преимущества перед последними. Гидромоторы меньше в среднем в 3 раза по размерам и в 15 раз по массе, чем электромоторы соответствующей мощности. Диапазон

регулирования частоты вращения гидромотора существенно шире: например, он может составлять от 2500 об/мин до 30-40 об/мин, а в некоторых случаях, у гидромоторов специального исполнения, доходит до 1-4 об/мин и меньше. Время запуска и разгона гидромотора составляет доли секунды, что для электромоторов большой мощности (несколько киловатт) недостижимо. Для гидромотора не представляют опасности частые включения-выключения, остановки и реверс. Закон движения вала гидромотора может легко изменяться путём использования средств регулирования гидропривода.

Управление движением вала гидромотора осуществляется с помощью гидрораспределителя, либо с помощью средств регулирования гидропривода.

Рабочей характеристикой гидромотора называется зависимость момента M_z на его валу, подводимого расхода Q_z и КПД от частоты вращения n вала гидромотора при постоянном давлении в гидромоторе. Момент M_z , развиваемый на валу гидромотора, меньше идеального момента $M_{из}$. Эта разница обусловлена гидравлическими потерями давления внутри гидромотора и механическими потерями, определяемыми трением его подвижных частей.

В данной лабораторной работе используется планетарный гидравлический мотор MMS8C (рис. 8), с характеристиками (max): $q = 8,2 \text{ см}^3 / \text{об}$, $n = 1950 \text{ об/мин}$, $M_k = 1,1 \text{ кН/м}$, $N = 1,8 \text{ кВт}$, $P = 10 \text{ МПа}$, $Q = 16 \text{ л/мин}$.

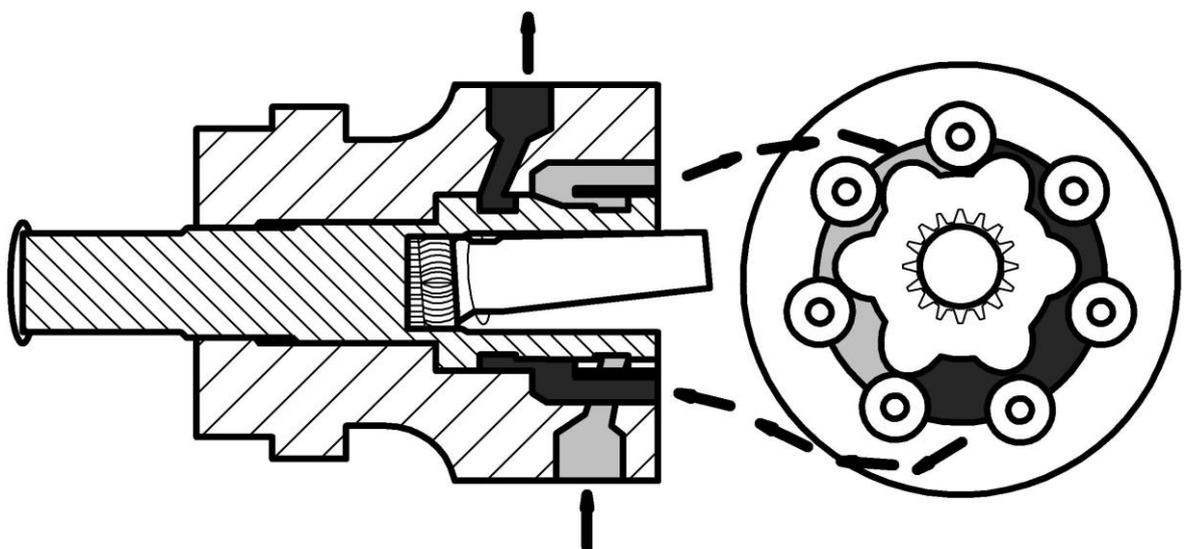


Рисунок 8 – Планетарный гидравлический мотор

Описание установки

Схема установки (рисунок 9) включает в себя насосную станцию, состоящую из бака Б; фильтра Ф, необходимого для очистки рабочей жидкости от загрязняющих веществ; пластинчатого насоса Н; клапана предохранительного КП1, для предохранения насоса от перегрузок; вентиля ВН и манометра М1. Манометр М2 служит для измерения давления настройки клапана КП2. Дроссель с обратным клапаном необходим для изменения расхода. Распределитель 4/3 с ручным управлением Р (четырёх линейный, трех позиционный), необходимый для изменения направления потока рабочей жидкости, и следовательно, изменения направления вращения вала гидромотора М.

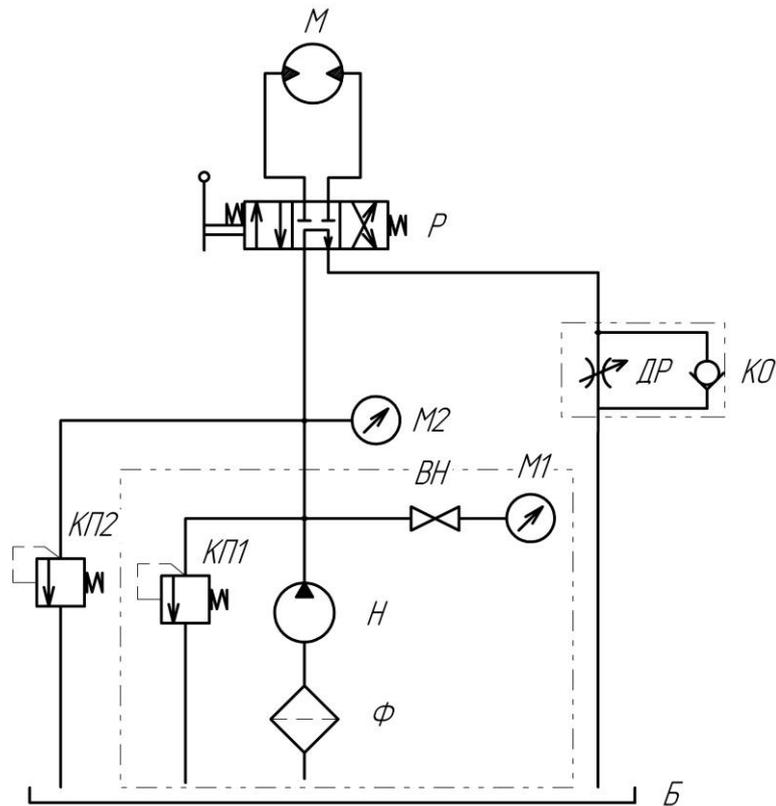


Рисунок 9 – Гидравлическая схема

Порядок выполнения работы

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 9.
2. Выставить гидрораспределитель Р в нейтральное положение.
3. Включить электродвигатель насоса.

4. Определить расход насоса. Дроссель ДР полностью открыть. Фиксировать время t наполнения мерного бака МБ, объем жидкости V .
5. Определить частоту вращения вала гидромотора, при помощи дискретного оптического датчика.
 - 5.1 Установить датчик на монтажную сетку стенда таким образом, чтобы его рабочая поверхность находилась напротив лысок 1, выполненных на головке гидромотора (рисунок 10).

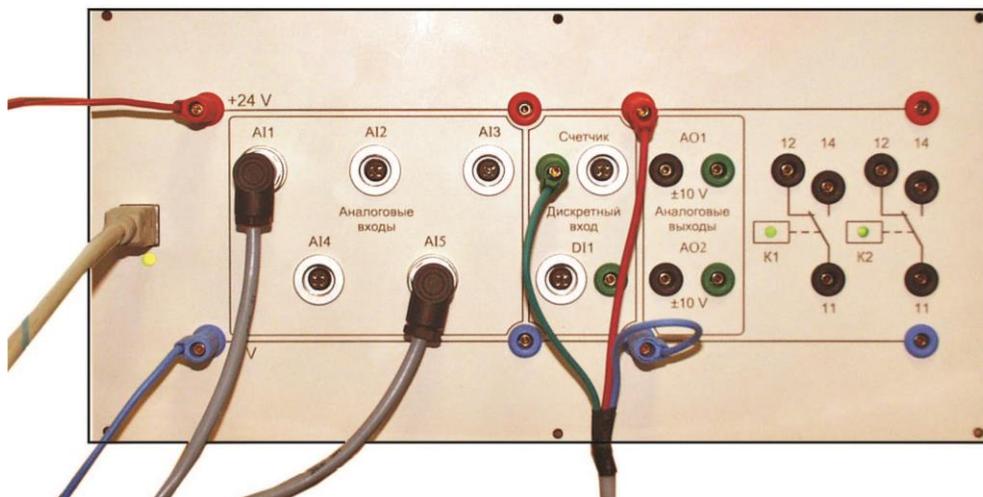


Рисунок 10 – Подключения оптического датчика

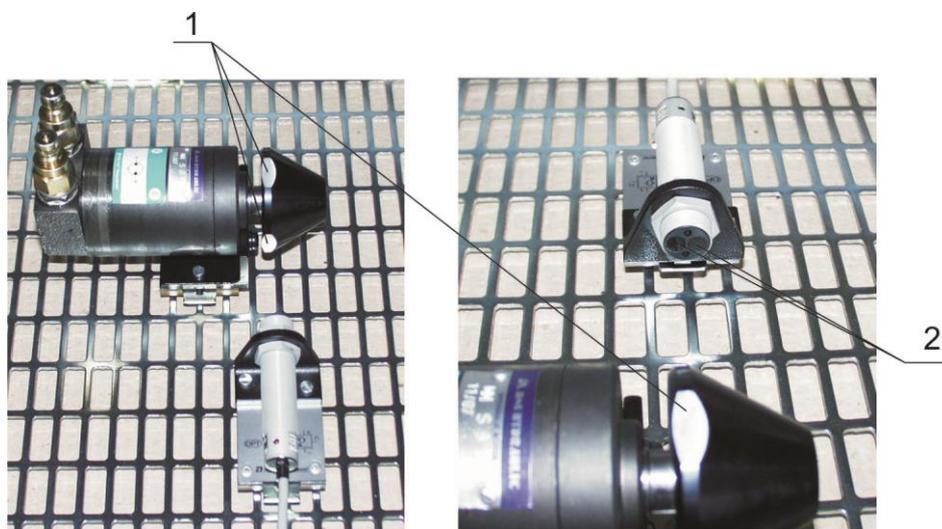


Рисунок 11 – Установка дискретного оптического датчика

- 5.2 Написать программу в пакете LabVIEW. Алгоритм написания программы для расчета частоты вращения вала гидромотора: DAQ assistant → Acquire Signals → Counter Input → Edge Count → выбор устройства →

Finish→ok→да(создать While Loop) →правой кнопкой мыши на While Loop→Add shift Register.

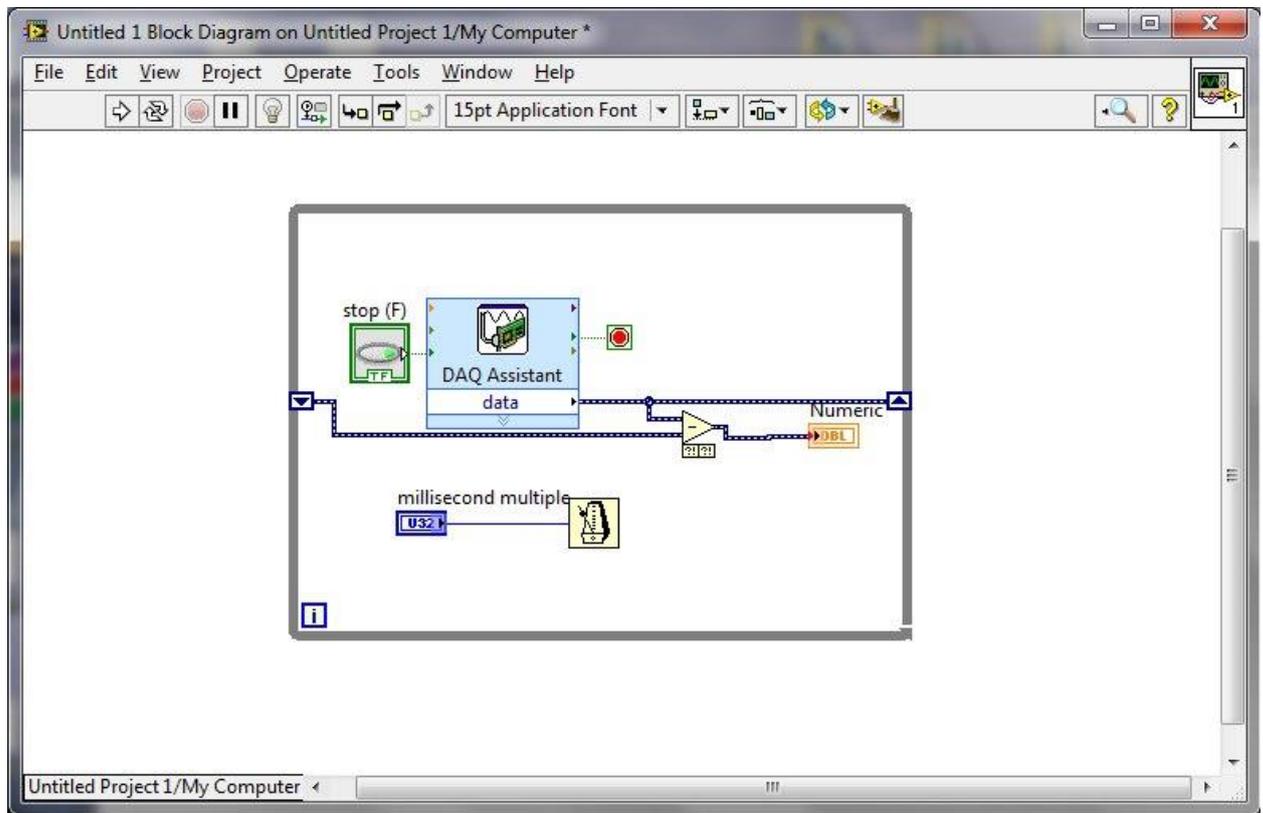


Рисунок 12 – Схема программы в LabVIEW

6. Построить рабочую характеристику гидромотора. $N_3 = Q \cdot p_1$, $кВт$ - мощность потребляемая гидромотором, где p_1 - давление на входе в мотор, Q - расход подводимый к мотору. $N_{II} = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi n$, $кВт$ - полезная мощность гидромотора. $\eta = \frac{N_{II}}{N_3}, \%$.

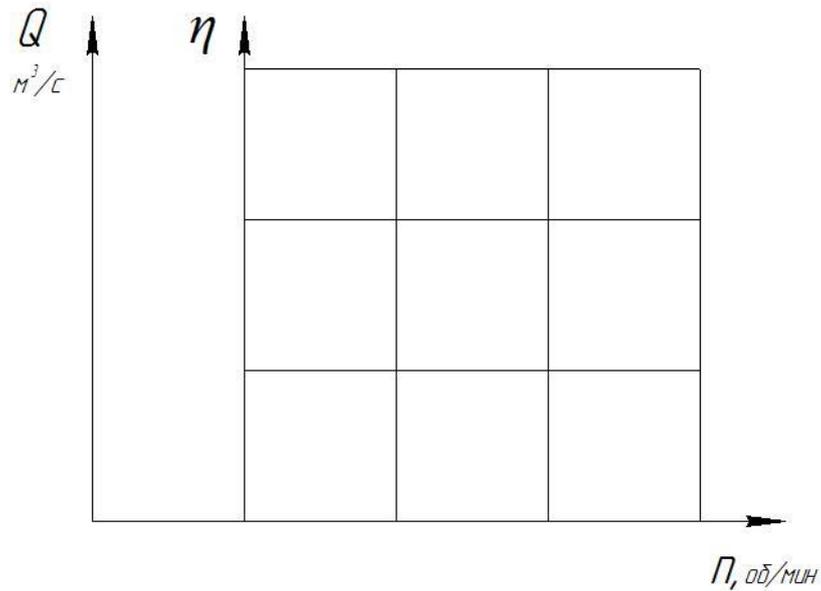


Рисунок 13 – Характеристики планетарного гидравлического мотора

Контрольные вопросы

1. Что называют объемным гидроприводом и объемной гидропередачей?
2. Каковы конструктивные отличия гидронасосов от гидромоторов?
3. Что называют полезной мощностью гидропривода и какие параметры необходимы для её определения?
4. Из каких основных узлов состоит установка для испытания объемной гидропередачи, назначение этих узлов?
5. Каковы области применения объемных гидромоторов.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях до 32 МПа. Выходное звено гидроцилиндров совершает возвратно-поступательное движение, причем выходным (подвижным) звеном может быть как шток или плунжер, так и корпус гидроцилиндра.

Основными параметрами гидроцилиндров являются их внутренний диаметр, диаметр штока, ход поршня и номинальное давление, определяющее его эксплуатационную характеристику и конструкцию, в частности тип применяемых уплотнений, а также требования к качеству обработки и чистоте внутренней поверхности гидроцилиндра и наружной поверхности штока. Гидроцилиндры широко применяют во всех отраслях техники, где используют объёмный гидропривод. Например, в строительно-дорожных, землеройных, подъёмно-транспортных машинах, в авиации и космонавтике, а также в технологическом оборудовании - металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах. Управление движением поршня и штока гидроцилиндра осуществляется с помощью гидрораспределителя, либо с помощью средств регулирования гидропривода.

Все цилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные мембранные и сильфонные.

К механизмам с гибкими разделителями относятся мембраны, мембранные гидроцилиндры и сильфоны.

Мембраны применяют в основном при небольших перемещениях и небольших давлениях, до 1 МПа (рисунок 14).

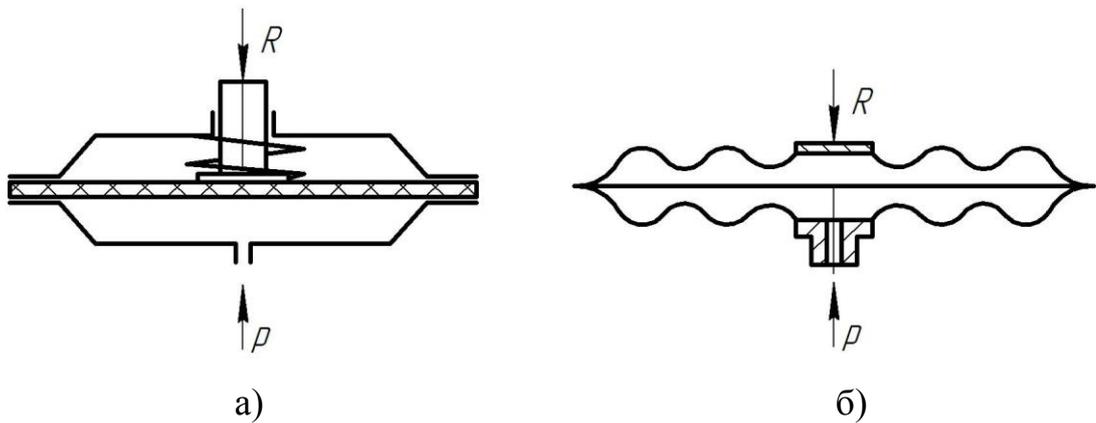


Рисунок 14 – Схема мембран: а – плоская с эластичным кольцом,
б – гофрированная металлическая

Мембранные гидроцилиндры допускают значительные перемещения выходного звена (рисунок 15).

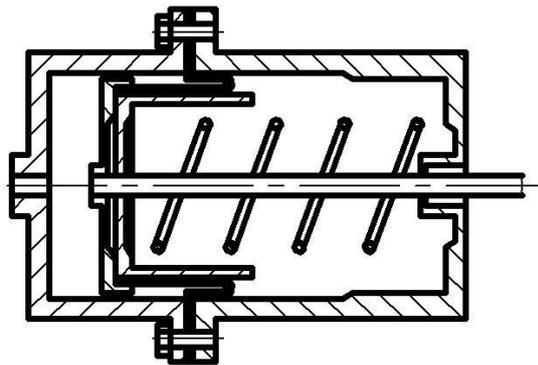


Рисунок 15 – Мембранный гидроцилиндр

Сильфоны (рисунок 16) предназначены для работы небольших давлений, до 3 МПа. Их изготавливают из металлов и неметаллических материалов (резины или пластика). Металлические сильфоны бывают одно- и многослойные. Применение сильфонов оправдано в условиях высоких и низких температур, значение которых лимитировано материалом, из которого он сделан.

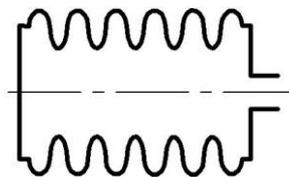


Рисунок 16 – Схема металлического сильфона

Гидроцилиндры изготавливают одностороннего и двустороннего действия, с односторонним и двусторонним штоком и телескопические. Гидроцилиндры одностороннего действия представлены на рисунке 17. Их характерная особенность заключается в том, что усилие на выходной звене, 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 или другой внешней силы, например силы тяжести.

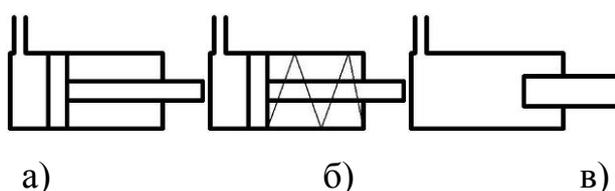


Рисунок 17 – Гидроцилиндры одностороннего действия: а) без указания возврата штока, б) с возвратом штока пружиной, в) плунжерный цилиндр.

Гидроцилиндры двустороннего действия представлены на рисунке 18. В отличие от гидроцилиндров одностороннего 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 сливой).



Рисунок 18 – Гидроцилиндры двустороннего действия

Для безударного и плавного торможения выходного звена применяются цилиндры с торможением (рисунок 19).

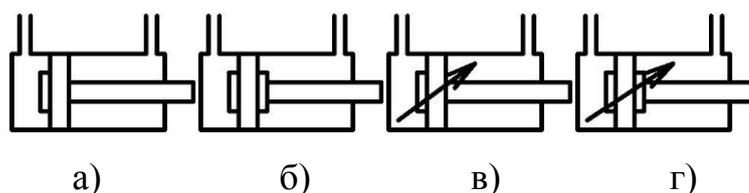


Рисунок 19 – Гидроцилиндры с торможением: а) с постоянным торможением в конце хода с одной стороны, б) с постоянным торможением в конце хода с двух сторон, в) с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны, г) с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон

Для получения нескольких значений скоростей (ступенчатое регулирование) и усилий применяются многопоршневые гидродвигатели представленные на рисунке 20.

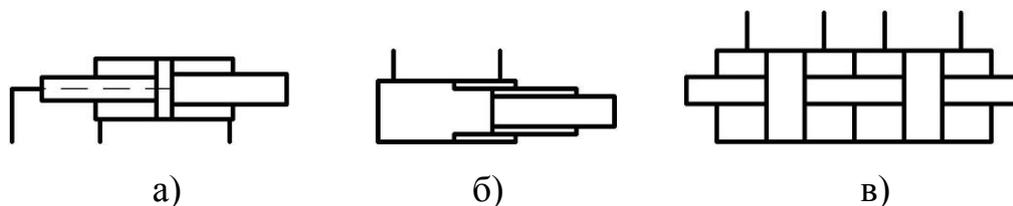


Рисунок 20 – Многопоршневые гидродвигатели: а) цилиндр со ступенчатым поршнем, б) телескопический цилиндр, в) тандем цилиндр.

Рабочую жидкость в полости гидроцилиндров можно подавать как через корпус, так и через шток. Трубопроводы, подводящие и отводящие рабочую жидкость, обычно стараются крепить на том элементе гидроцилиндра, который не совершает возвратно-поступательного движения.

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

$$F_{n.n} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, F_{ш.н} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \psi = \frac{D^2}{D^2 - d^2} \text{ -коэффициент мультипликации.}$$

Цель работы: экспериментальное определение скорости перемещения поршня гидроцилиндра и сравнение с расчетными значениями.

Описание установки

Схема установки включает в себя насосную станцию, состоящую из фильтра Φ , необходимого для очистки рабочей жидкости от загрязняющих веществ, пластинчатого насоса H , клапана предохранительного КП1 для предохранения насоса от перегрузок, вентиля ВН и манометра М1. Манометр М2 служит для измерения давления настройки клапана КП2. Дроссель с обратным клапаном А3 необходим для изменения расхода. Распределитель 4/3 с ручным управлением Р (четырёх линейный, трех позиционный) необходим для изменения направления потока рабочей жидкости гидроцилиндра двустороннего действия Ц ($D=32\text{мм}$, $d=12\text{мм}$, $l=200\text{мм}$), дросселя с обратным клапаном А1 и дросселя с обратным клапаном А2.

Порядок выполнения работы

1. Собрать гидравлическую схему, изображенную на рисунке 21.
2. Выставить гидрораспределитель Р в нейтральное положение.
3. Включить электродвигатель насоса.
4. Изменяя величину затяжки пружины клапана КП2, настроить его на давление 5 МПа.
5. Изменяя проходное сечение дросселя А3, фиксировать время t наполнения мерного бака МБ, объем жидкости V в нем и давление в напорной линии насоса p_H .
6. Измерения провести при различном давлении в напорной магистрали с шагом 0,5 МПа.
7. Результаты занести в таблицу 2.
8. Дроссель А3 полностью открыть.
9. Изменяя проходное сечение дросселя А2, при постоянном давлении, фиксировать время t перемещения штока цилиндра в крайние положения (выталкивание). Дроссель А1 полностью открыт.

10. Изменяя проходное сечение дросселя А1, при постоянном давлении, фиксировать время t перемещения штока цилиндра в крайние положения (втягивание). Дроссель А2 полностью открыт.
11. Провести по 5 измерений.
12. Результаты занести в таблицу 3.
13. Изменяя давление в гидросистеме, при помощи А3, фиксировать время t перемещения штока цилиндра в крайние положения (втягивание и выталкивание), дроссели А1 и А2 полностью открыты.
14. Провести 5 измерений.
15. Результаты занести в таблицу 4.

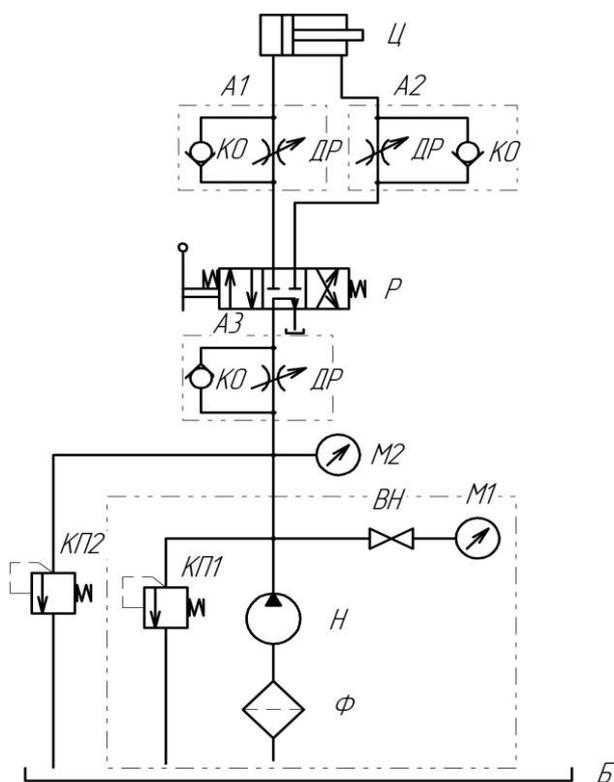


Рисунок 21 – Гидравлическая схема: Б-гидробак, Ф-фильтр, Н-пластинчатый насос, ВН-вентиль, КП1,КП2-клапаны предохранительные, М1,М2-манометры, Р-гидрораспределитель, А1, А2, А3-дроссель с обратным клапаном, КО-клапан обратный, ДР-дроссель, Ц-гидроцилиндр

Таблица 2 - Изменение расхода насоса в зависимости от давления

№	t, c	V, m^3	p_H, MPa	$Q_H, m^3/c$
1				
2				
...				
n				

Таблица 3 - Изменение скорости перемещения штока цилиндра при постоянном давлении

№	$S, вит.$	Втягивание			Выталкивание		
		t, c	$g_{экс.}, м/с$	$g_{расч.}, м/с$	t, c	$g_{экс.}, м/с$	$g_{расч.}, м/с$
1							
2							
...							
5							

Таблица 4 - Изменение скорости перемещения штока цилиндра при постоянном проходном сечении

№	p_H, MPa	Втягивание			Выталкивание		
		t, c	$g_{экс.}, м/с$	$g_{расч.}, м/с$	t, c	$g_{экс.}, м/с$	$g_{расч.}, м/с$
1							
2							
...							
5							

Обработка результатов эксперимента

На основании данных таблицы 2 рассчитать подачу насоса Q_H по формуле $Q = \frac{V}{t}$. Рассчитать скорость перемещения поршня цилиндра по формуле ($\mathcal{G}_{расч.}$):

$\mathcal{G} = \frac{Q}{F_n}$; $\mathcal{G} = \frac{Q}{F_{ш}}$, где F_n - площадь поршня в поршневой полости; $F_{ш}$ - площадь поршня в штоковой полости.

поршня в штоковой полости.

Рассчитать скорость перемещения поршня ($\mathcal{G}_{эксп.}$) исходя из эксперимента, $P = const, F_{оп} = var$; $P = var, F_{оп} = const$. Заполнить таблицы 3, 4. Построить графики, зависимости $\mathcal{G}(P_H)$, $\mathcal{G}(F_{оп})$.

Контрольные вопросы

- Какие преимущества и недостатки у гидроцилиндров?
- Когда применяют гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком?
- Что учитывается объемным и механическим коэффициентом полезного действия гидроцилиндра?
- От чего зависят местные гидравлические потери в дросселях?
- От каких параметров зависит скорость выдвижения штока ?
- На что влияет увеличение скорости перемещения штока гидроцилиндра?
- В каких случаях применяют гидроцилиндры с двухсторонним штоком?
- Как определяется КПД гидропривода?
Почему в системе гидропривода возникают потери рабочей жидкости?
- Как влияет вязкость рабочей жидкости на потери давления в местных сопротивлениях?
- Какой вид будет иметь графики зависимости $\mathcal{G}(P_H)$, $\mathcal{G}(F_{оп})$ если выйдет из строя предохранительный клапан (распределитель, обратный клапан)?