

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ  
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО  
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ

Кафедра «Тракторы и Автомобили»

**С.Л. Никитченко, П.В. Лаврухин, Н.В. Гончарова**

**КОНСТРУКЦИИ, РАСЧЕТ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ  
ДРОССЕЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ В ОБЪЁМНОМ  
ГИДРОПРИВОДЕ**

Методические указания к практическому занятию

Зерноград, 2017 г.

© С.Л. Никитченко, П.В. Лаврухин, Н.В. Гончарова, 2017

©Азово-Черноморский инженерный институт

ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017

ОБ ИЗДАНИИ [1,2](#)

[СОДЕРЖАНИЕ](#)

УДК 621.221 (076.5)

*Издается по решению методической комиссии  
по специальности 23.02.03 – «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта»;  
23.03.01 – «Технология транспортных процессов»;  
23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».  
Азово-Черноморского инженерного института – филиала  
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования «Донской государственный аграрный университет» в г. Зернограде*

Рецензент

канд. техн. наук, доцент кафедры «Землеустройство и Кадастры» **И.А. Казачков**

**Никитченко, С.Л.** Конструкции, расчет и использование дросселирующих устройств в объемном гидроприводе [Электронный ресурс]: Методические указания к практическому занятию / С.Л. Никитченко, П.В. Лаврухин, Н.В. Гончарова – Электрон. дан. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. – 23 с – Режим доступа: локальная сеть библиотеки Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО Донской ГАУ.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры  
«Тракторы и Автомобили»  
Протокол № 9 от 28 марта февраля 2017 г.

Методические указания к практическому занятию «Конструкции, расчет и использование дросселирующих устройств в объемном гидроприводе». Соответствуют требованиям к преподаванию дисциплин по направлению подготовки:

- 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»
  - Б1.В.ДВ.06.01 «Гидравлика, гидравлические и пневматические системы автотранспортных средств»;
  - Б1.В.ДВ.06.02 «Гидравлика и гидропередачи автотранспортных средств»;
- 23.03.01 – «Технология транспортных процессов»:
  - Б1.В.ДВ.01.02 «Гидравлика и гидропередачи автотранспортных средств»;
  - Б1.В.ДВ.01.01 «Гидравлика и гидропневмопривод автотранспортных средств».

Может быть использовано в качестве дополнительной литературы по предмету ОП.11 «Гидропневмопривод автотранспортных средств» по специальности СПО 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта» для учащихся факультета среднего профессионального обучения вместе с лабораторным практикумом.

В пособии приводятся классификация, устройство, принцип действия регулируемых гидродросселей и варианты их подключения в схему гидропривода. Рассматриваются вопросы выбора и расчёта дросселей, приводится методика построения нагрузочных характеристик гидропривода с дроссельным регулированием. Предлагаются конкретные примеры решения задач по определению параметров гидропривода. Пособие может использоваться при выполнении курсовой работы, решении практических задач и самостоятельном изучении материала.

© Никитченко С.Л., Лаврухин П.В., Гончарова Н.В., 2017  
© Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО  
Донской ГАУ, 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
<a href="#">Введение</a> .....	4
<a href="#">Основные</a> понятия и определения.....	5
<a href="#">Типы</a> дросселей.....	7
<a href="#">Особенности</a> расчета дросселей.....	12
<a href="#">Примеры</a> решения задач.....	17
<a href="#">Литература</a> .....	22

## ВВЕДЕНИЕ

В сельском хозяйстве и других отраслях широкое распространение получило *дроссельное регулирование* объёмных гидроприводов. Это предпочтение вызвано дешевизной и простотой конструкции применяемых при этом гидроаппаратов по сравнению с объёмными гидромашинами. Дроссельное регулирование используется в гидроприводах малой мощности (до 6 кВт) преимущественно с нерегулируемыми насосами для изменения скорости активных органов выходного звена.

Данное учебное пособие содержит описание конструкций серийных гидродросселей, их технические характеристики и способы включения в схему гидропривода. Предлагаемый материал также включает особенности расчёта дросселей, методики выбора существующих дросселей и построения нагрузочных характеристик гидроприводов с дроссельным регулированием. Рассматриваемые теоретические вопросы сопровождаются примерами решения конкретных задач.

## 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

**Дроссели** – регулирующие устройства, способные устанавливать определённое соотношение между перепадом давления и пропускаемым расходом.

По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно подразделить на два вида: *с постоянным и переменным давлением*. При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулирующего дросселя в схему гидропривода: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

**Последовательное включение** регулирующего дросселя может быть осуществлено в трёх вариантах: дроссель включён на входе в гидродвигатель, на выходе из него и на входе и выходе одновременно (рис.1). В схемах насос 1 нерегулируемый, гидродвигатель – гидроцилиндр 2 с двусторонним штоком, распределитель 3 двухпозиционный на схемах *а*) и *б*) и трёхпозиционный на схеме *в*). Клапан 4 в данном случае является переливным, он поддерживает постоянное давление в линии нагнетания. Дросселем 5 (или дросселирующим распределителем 3 на схеме *в*) можно регулировать скорость перемещения поршня или обороты вала гидромотора.

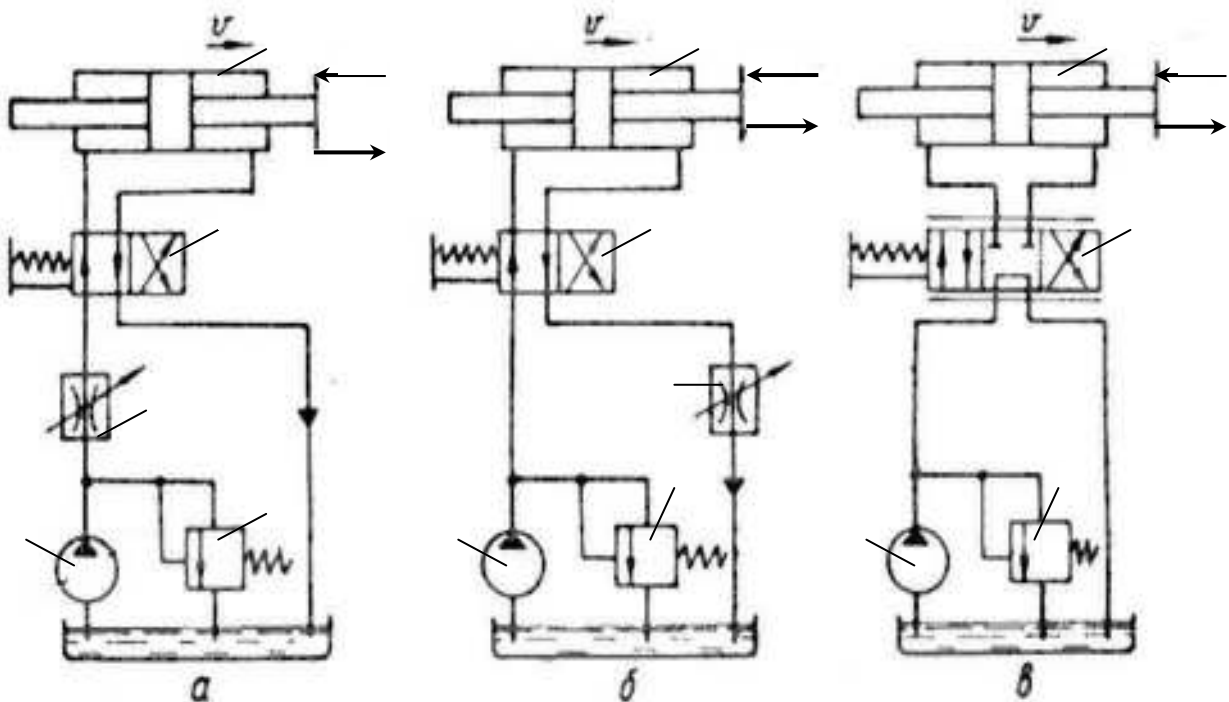


Рис. 1. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя:

*а* – дроссель на входе; *б* – дроссель на выходе;  
*в* – дросселирование в распределителе на входе и выходе

При полном открытии дросселя скорость поршня  $V_n$  получается максимальной. При уменьшении проходного сечения давление перед дросселем повышается, клапан 4 приоткрывается и пропускает часть подачи насоса рабочей жидкости обратно в гидробак (на слив). Скорость поршня при этом уменьшается. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а скорость поршня равна нулю. При постоянном открытии дросселя и увеличении преодолеваемой нагрузки, т.е. силы  $F$  расход через клапан 4 увеличивается, а скорость поршня уменьшается.

Такой вид регулирования применяется в основном при управлении скоростью гидроцилиндра. Он имеет ряд недостатков – низкий КПД, нагрев жидкости при дросселировании и более быстрый износ рабочей жидкости.

На рис. 2 показана схема гидропривода с параллельным включением дросселя 3. Он устанавливается в гидролинии, соединяющей нагнетательный трубопровод со сливным. Гидропривод также состоит из насоса 6, распределителя 2 и гидроцилиндра 1. Поскольку в этом случае давление на входе в дроссель зависит от нагрузки  $F$  гидроцилиндра, то необходимость в переливном клапане отпадает. Вместо него устанавливается предохранительный клапан 4.

Скорость штока или вала гидромотора максимальны при полностью закрытом дросселе, по мере открытия дросселя скорость штока уменьшается, так как часть жидкости сливается в резервуар 5. Предохранительный клапан 4 открывается лишь при чрезмерном повышении давления в системе. Основные недостатки такой схемы – непостоянство скорости движения штока при изменяющейся нагрузке и одном и том же положении дросселя, невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках. Преимущества гидроприводов с переменным давлением – более высокий КПД, чем у гидроприводов с постоянным давлением, а также то, что нагнетаемая жидкость при дросселировании отводится непосредственно в резервуар.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяются также регуляторы потока, в состав которых входят редуцирующие клапаны. Эти регуляторы в схеме привода устанавливаются на место дросселей.

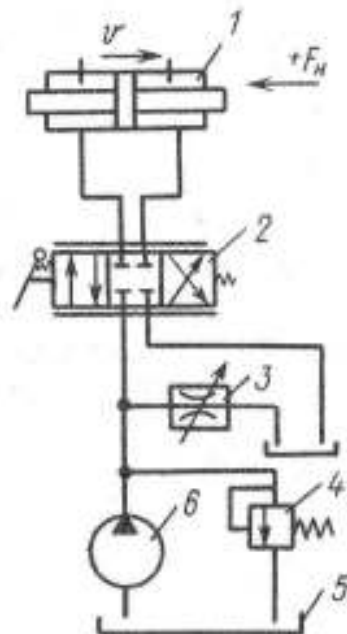


Рис. 2. Параллельное включение дросселя

## 2. ТИПЫ ДРОССЕЛЕЙ

В зависимости от вида проходного отверстия дроссели делятся на щелевые, канавочные, пластинчатые, игольчатые и др. Любой дроссель представляет собой местное сопротивление с заданными характеристиками. В качестве основной характеристики выступает зависимость расхода  $Q$  от перепада давлений  $\Delta p$  в подводимом и отводимом потоках:  $Q=f(\Delta p)$ . По характеру приведённой функции дроссели делятся на *линейные* и *нелинейные*.

В линейных дросселях или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости, а перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения в первой степени (или расходу). Расход через линейный дроссель с каналами круглого сечения определяется по закону Пуазейля:

$$Q = \Delta p_{др} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{128 \cdot \rho \cdot l \cdot \nu},$$

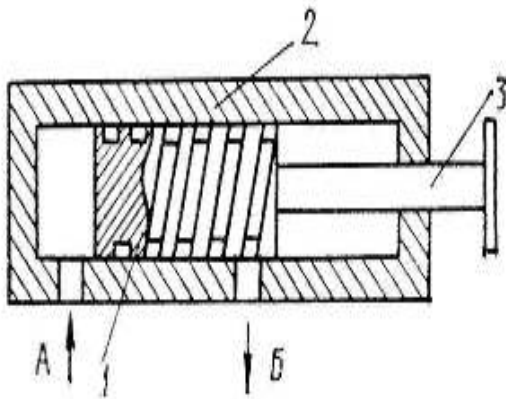


Рис. 3. Линейный дроссель

где  $l$  и  $d$  – соответственно длина и диаметр канала;  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$  – перепад давления на дросселе;  $p_1$  и  $p_2$  – давление до и после дросселя.

На рис. 3. представлена схема регулируемого **линейного дросселя** (винтового), в котором дросселирующий канал выполнен в виде винтовой нарезки на цилиндрической поверхности пробки 1. Жидкость подводится к отверстию А и, пройдя через канал, поступает к отверстию Б. Регулирование величины  $\Delta p$  осуществляется с помощью рукоятки 3, благодаря чему изменяется длина канала, соединяющего отверстия А и Б.

Основным недостатком линейных дросселей, ограничивающих сферу их применения, является нестабильность характеристики дросселя при изменении температуры рабочей жидкости.

В **нелинейных дросселях** потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является **квадратичный дроссель**, потери давления в котором прямо пропорциональны квадрату расхода жидкости. Расход рабочей жидкости через такой дроссель определяется выражением:

$$Q = \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\Delta p_{др} \cdot \frac{2}{\rho}},$$

где  $S_{др}$  – площадь проходного сечения дросселя;  $\mu$  – коэффициент расхода, равный для щелевых дросселей 0,64...0,70, для игольчатых 0,75...0,80.

Потери на трение в квадратичных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и характеристика дросселя остаётся стабильной в широком диапазоне температур. Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах. Простейший квадратичный дроссель представляет собой отверстие с острой кромкой, толщина которой 0,2 – 0,5 мм.

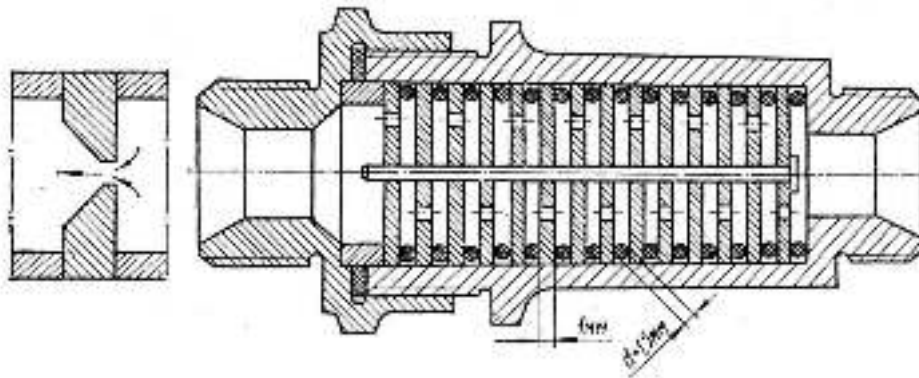


Рис. 4. Квадратичные дроссели

Чтобы исключить засорение дросселя или явление **облитерации** (отложение слоя поляризованных молекул рабочей жидкости на краях отверстия) на практике применяют пакет дросселирующих шайб, отверстия в которых можно сделать достаточно большими. Степень дросселирования здесь зависит от числа шайб в пакете. Отверстия в шайбах пакета имеют диаметр  $d = 0,5 - 1,5$  мм, расстояние между шайбами выбирается из условия  $(3-5)d$ , толщина кромки отверстия  $(0,5 - 1,0)d$ . При сборке пакета шайб оси отверстий в них смещаются, и отверстия не находятся одно против другого.

Кроме винтовых и пластинчатых гидродросселей применяют **крановые, золотниковые и щелевые диафрагменные** дроссели. На рис. 5 представлена схема серийно выпускаемого кранового дросселя Г77-3. Рабочая жидкость поступает из системы в отверстие *A* и через щель, образованную отверстием *B* во втулке 2 и профилированной пробкой 1, попадает на выход в отверстие *B*. Изменение проходного сечения щели (вплоть до полного закрытия) осуществляется за счёт поворота пробки 1 рукояткой 3. Технические характеристики дросселей типа Г77-3 приведены в табл. приложения.

На рис. 6 показана схема применяемого **золотникового дросселя** типа Г77- 2. В исходном положении каналы дросселя открыты. Под влиянием внешнего воздействия на сферический хвостовик золотника 2 по-



следний, сжимая пружину *1*, перемещается влево, частично перекрывая проходные каналы.

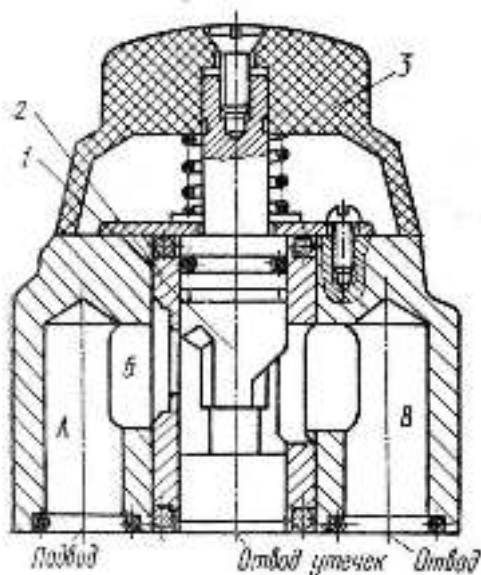


Рис. 5. Крановый дроссель типа Г77-3

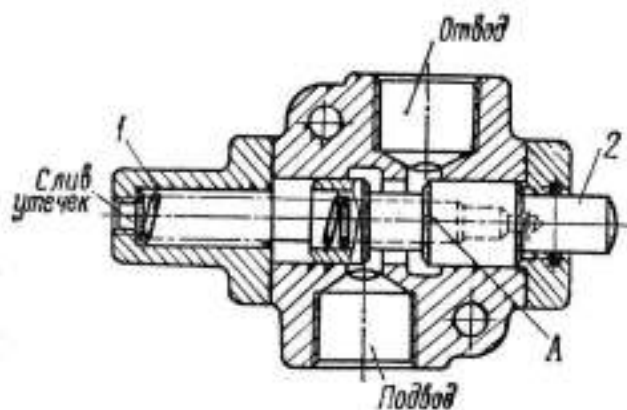


Рис. 5. Крановый дроссель типа Г77-2

В зависимости от положения золотника изменяется гидравлическое сопротивление проходу рабочей жидкости и её расход. На поверхности золотника *2* выполнены треугольные продольные пазы *А*, которые обеспечивают стабильную и плавную работу дросселя.

**Щелевой диафрагменный** дроссель тонкой настройки с линейной характеристикой расхода типа "ДР", выпускаемый отечественным машиностроением, показан на рис. 7.

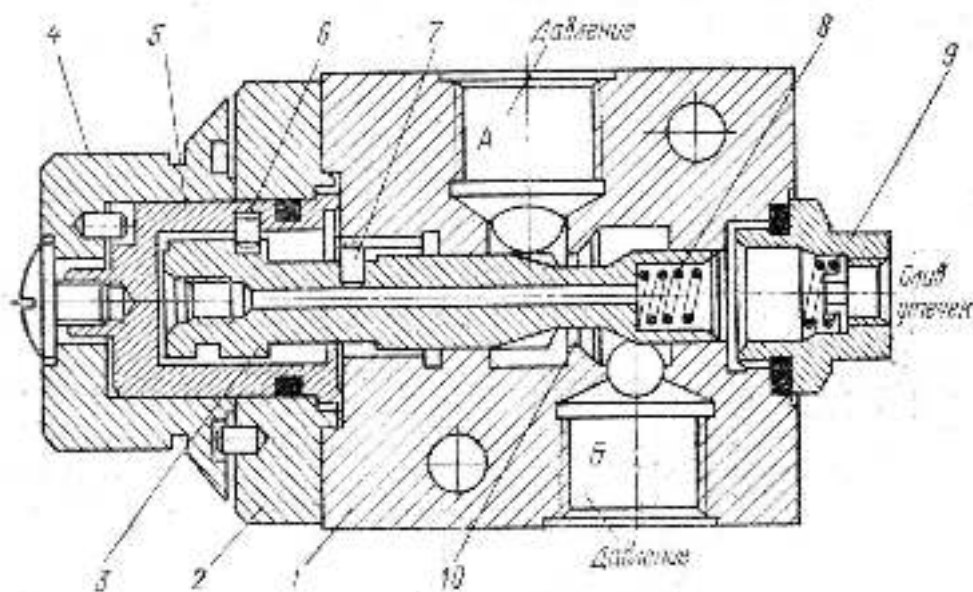


Рис. 7. Щелевой диафрагменный дроссель типа "ДР"

Дроссель состоит из корпуса *1*, в расточке которого помещён дроссельный золотник *3*, на котором имеются рабочие щели в виде треуголь-

ных продольных пазов ("усиков"). Величина рабочей щели  $10$  изменяется путём перемещения золотника вдоль его оси. Это перемещение достигается поворотом лимба  $4$ , который через штифт  $6$  поворачивает втулку  $5$ , находящуюся в расточке крышки  $2$ . Стопорение лимба в заданном положении осуществляется винтом. Зазор между штифтом  $6$  и стенками винтовой канавки на дроссельном золотнике устанавливается пружиной  $8$ . Подвод рабочей жидкости к дросселю и её отвод осуществляется соответственно через отверстия  $A$  и  $B$ , а утечки отводятся через штуцер  $9$ .

На рис. 8 показан игольчатый регулируемый квадратичный дроссель на базе конусного клапана. Для него действительно уравнение пропускной способности как для клапана:

$$Q = \mu_{щ} \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \frac{2}{\rho}},$$

где  $\mu_{щ}$  – экспериментальный коэффициент расхода через щель;  $S_{щ}$  – площадь щели, рассчитываемая по формуле  $S_{щ} = \pi d z \sin \beta$ , здесь  $d$  – диаметр входного канала,  $z$  – высота подъёма запорной иглы,  $\beta$  – половина угла конуса иглы.

Дроссели типа Г77-2 и Г77-3, а также типа ДР и ДО работают на минеральном масле вязкостью  $18 - 60 \text{ мм}^2/\text{с}$  (сСт) при температуре масла до  $50^\circ\text{C}$ . Рекомендуется применять промышленное масло 20 или 30 (ГОСТ-20799-75). Дроссели типа ДР и ДО допускают использование масел вязкостью до 400 сСт.

**Щелевые и пластинчатые** дроссели обеспечивают постоянный расход лишь при постоянном перепаде давления жидкости в дросселе или при постоянной нагрузке на исполнительном органе при незначительном колебании температуры рабочей жидкости. Для обеспечения постоянства расхода (скорости) при изменяющейся нагрузке применяют регулятор постоянного расхода с дросселем, схема которого показана на рис. 9. Редукционный гидроклапан  $2$  поддерживает постоянное давление перед дросселем  $12$ . Рабочая жидкость подводится к регулятору по каналу  $4$ , пройдя щель  $5$  и дроссель, жидкость идёт в сливной канал  $11$ .

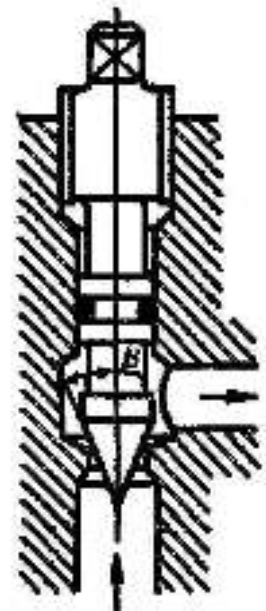


Рис. 8. Игольчатый дроссель

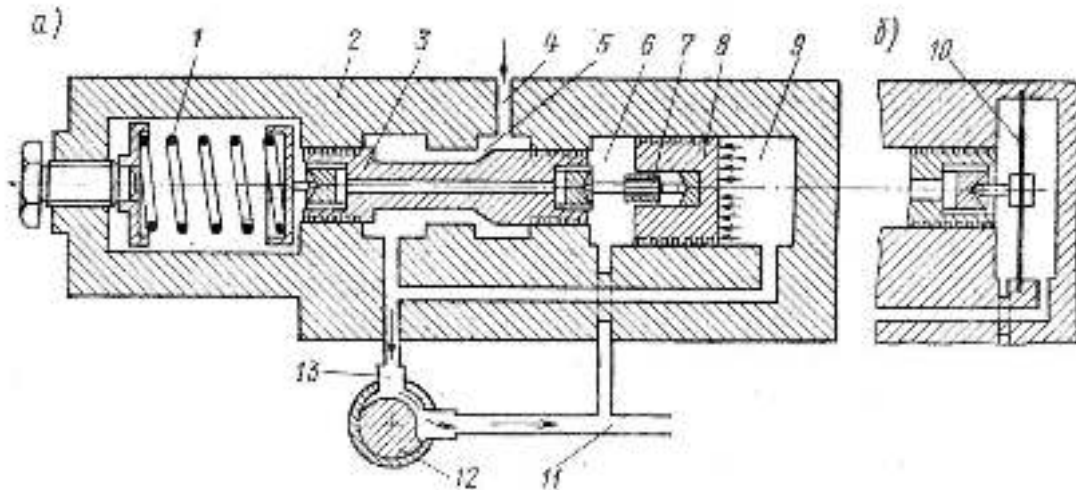


Рис. 9. Регулятор постоянного расхода с дросселем:  
а – с поршнем; б – с мембраной

Плунжер 3 находится в равновесии под действием усилия пружины 1 и давления жидкости на поршень 8 из полости 9, соединённой с полостью 13. Если давление в полости 13 будет ниже значения, на которое рассчитана пружина, плунжер 3 переместится вправо, и жидкость будет свободно проходить из канала 4 к дросселю. Если же давление перед дросселем увеличится, то равновесие плунжера 3 нарушится и под действием усилия из камеры 9 он переместится влево, сжимая пружину. Перемещение будет продолжаться до тех пор, пока сопротивление щели 5 не восстановит равновесия, т.е. пока давление в полостях 9 и 13 не станет равным расчётному. Для компенсации возможных колебаний давления в сливном канале 11 жидкость подводится в полость 6. Стабильность расхода увеличивается, если применять регулятор с минимальной длиной дроссельного пути, т.е. с дросселем диафрагменного типа. Для повышения чувствительности регулятора, а также для возможности понижения перепада давления поршень 8 заменяют эластичной мембраной 10 (рис. 9б), что значительно уменьшает влияние сил трения.

### 3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ГИДРОДРОССЕЛЕЙ

При расчёте дросселя важно установить зависимость между скоростью движения выходного звена гидродвигателя и нагрузкой на этом звене. Расчёт осуществляется с учётом конструктивных параметров дросселя и варианта подключения дросселя в схему гидропривода.

#### 3.1. Последовательное включение дросселя

Зависимость между средней скоростью поршня  $V_n$  и нагрузкой  $F$  для схем рис 1а и 1б будет:

$$V_{\Pi} = \frac{Q}{S_{\Pi}}, \quad (4)$$

где  $Q$  – расход жидкости через гидроцилиндр, равный расходу через дроссель, определяемому выражениями (1) и (2);  $S_{\Pi}$  – эффективная площадь поршня цилиндра.

Перепад давления на дросселе, если учитывать только его гидравлическое сопротивление, можно представить формулой:

$$\Delta p_{\partial p} = p_1 - p_2 = p_1 - \frac{F}{S_{\Pi}}, \quad (5)$$

Тогда скорость поршня для квадратичного дросселя будет равна

$$V_{\Pi} = \mu \cdot \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left[ p_1 - \frac{F}{S_{\Pi}} \right]},$$

скорость при этом не зависит от того, где расположен дроссель – на входе или на выходе. для симметричного дросселирующего золотникового распределителя и для гидроцилиндра с двусторонним штоком (рис. 1, в) будем иметь скорость

$$V_{\Pi} = \mu_{\text{др.з}} \cdot \frac{S_{\text{др.з}}}{S_{\Pi}} \cdot \sqrt{\frac{\left[ p_1 - \frac{F}{S_{\Pi}} \right]}{\rho}},$$

Выражения (6) и (7) показывают, что нагрузочная (статическая) характеристика гидропривода с квадратичным дросселем и щитом распределителем представляет собой спадающую параболу (рис. 10). Каждая из парабол соответствует своей степени открытия дросселя  $U_{\delta} = S_{\partial p} / S_{\partial p.\text{max}}$ .

Скорость выходного звена при её регулировании последовательно включенным дросселем пропорциональна  $U_{\delta}$ . Её максимальное значение получается при  $U_{\delta}=1$ . Обычно осуществляют расчёт для всех степеней открытия дросселя, а потом по графикам определяют рабочую точку гидропривода.

Максимальная нагрузка  $F_{max}$ , при которой выходное звено тормозится, от степени открытия дросселя не зависит. Установка дросселя на выходе имеет свои преимущества: более устойчивая работа гидродвигателя; имеется возможность регулирования при отрицательных нагрузках; тепло, выделяемое при дросселировании жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя.

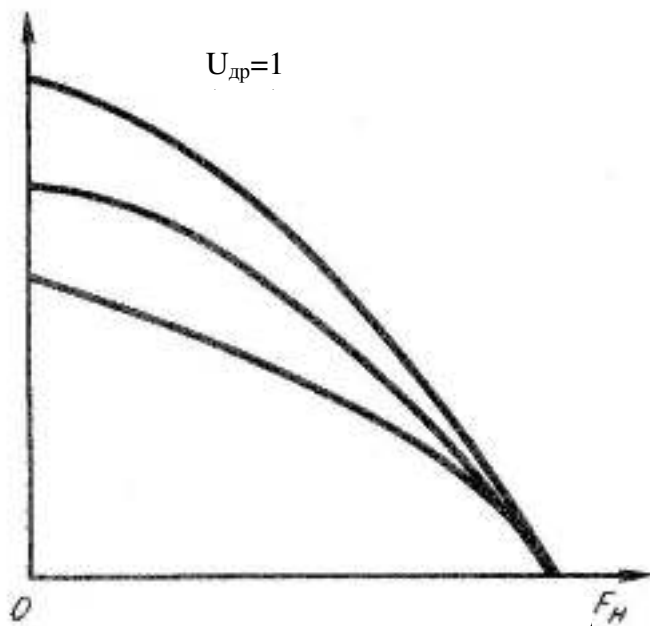


Рис. 10. Нагрузочные характеристики гидропривода при последовательном включении квадратичного дросселя

Средняя скорость движения жидкости в кольцевой щели **целевых дросселей** вычисляется по формуле  $V=Q/(s \cdot b)$ , где  $s$  – длина наиболее узкого места щели;  $b$  – ширина щели.

Перепад давления жидкости в щелевых дросселях рассчитывается по формуле  $\Delta p = \zeta \cdot V^2 \cdot \gamma / (2g)$ , где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления (для щелевых дросселей  $\zeta=2$ );  $\gamma$  – удельный вес жидкости.

При использовании **линейного дросселя** расход через цилиндр равен

$$Q = \frac{\pi \cdot d^4}{128 \cdot \nu \cdot \ell \cdot \rho} \cdot \sqrt{p_1 - p_2}$$

Задаваясь конструктивно длиной и диаметром дросселя, а также перепадом давлений можно рассчитывать ориентировочные расходы жидкости. Скорость поршня в этом случае определяется выражением:

$$V_{п} = \frac{Q}{S_{п}} = \frac{\pi \cdot d^4}{128 \cdot \nu \cdot \ell \cdot \rho \cdot S_{п}} \cdot \left( p_1 - \frac{F}{S_{п}} \right),$$

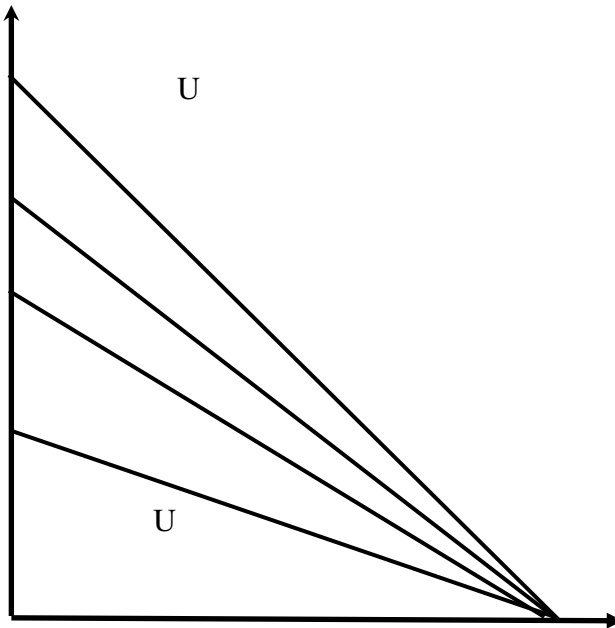


Рис. 11. Характеристика гидропривода при последовательном включении линейного дросселя

Вид статической характеристики гидропривода с линейным дросселем показан на рис. 11. Параметр регулирования дросселя  $U_{др}$  здесь будет обратно пропорционален длине дросселя ( $U_{др} \sim 1/l$ ). Установка максимальной длины дросселя соответствует минимальной скорости поршня.

Полный КПД гидропривода определяется как потерями энергии в насосе и гидродвигателе, так и потерями, обусловленными процессом управления:

$$\eta_{zn} = \eta_n \eta_{ny} \eta_{zd},$$

где  $\eta_{ny}$  – КПД процесса управления, представляющий собой отношение мощности потока, затраченной в гидродвигателе, к мощности потока, подаваемого насосом, т.е.

$$\eta_{ny} = \frac{N_{гд}}{N_n} = \frac{P_{гд} \cdot Q_{гд}}{P_n \cdot Q_n}.$$

где  $P_{гд}$ ,  $Q_{гд}$  – соответственно давление и расход жидкости в гидродвигателе;  $P_n$ ,  $Q_n$  – давление и подача насоса.

Величина  $\eta_{ny}$  оценивает потери мощности на регулирование скорости выходного звена гидропривода. КПД регулируемого гидропривода с последовательным включением, например, квадратичного дросселя не может быть больше 0,385, так как даже при  $\eta_n=1$ ,  $\eta_{zd}=1$  и  $U_d=1$  (полностью открытый дроссель) -  $\eta_{ny}^{max} = 0,385$ . Столь низкое значение КПД  $\eta_{ny}$  объясняется тем, что даже на оптимальном режиме работы гидропривода только 58% подачи насоса направляется в гидродвигатель (остальное идёт через клапан) и лишь 2/3 давления насоса используется в гидродвигателе (остальное теряется в дросселе), т.е. потери мощности происходят одновременно и в дросселе и в клапане.

Зависимости КПД процесса управления  $\eta_{пу}$  от относительной скорости и относительной нагрузки для ряда постоянных степеней открытия дросселя показаны на рис. 12. Относительная скорость поршня и относительная нагрузка - безразмерные величины, отнесённые к максимально возможным их значениям. Следует иметь ввиду, что общий КПД гидропривода  $\eta_{гп}$  будет ещё ниже за счёт потерь мощности в насосе и гидродвигателе.

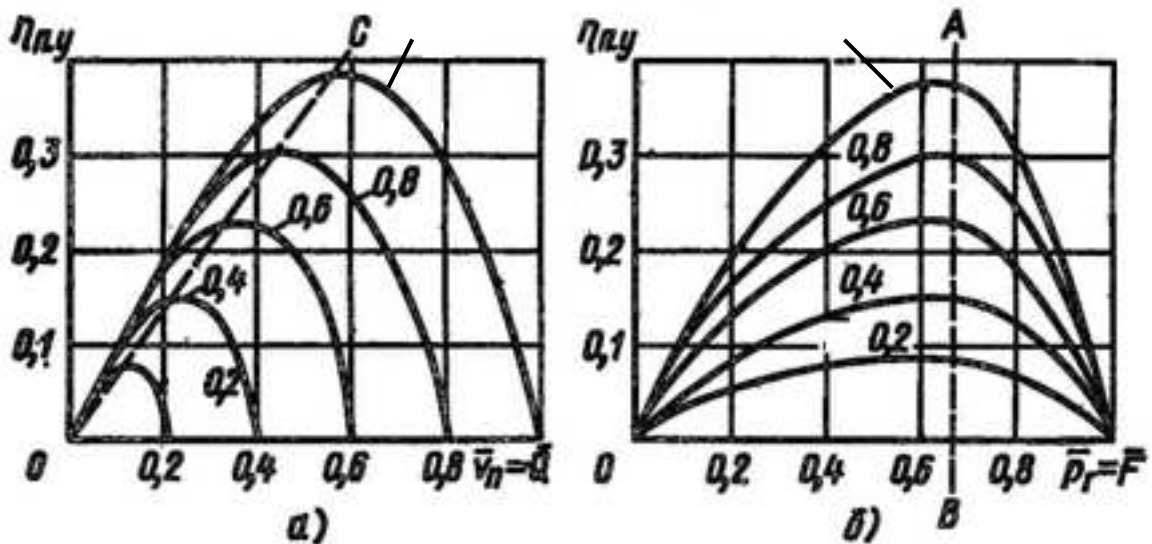


Рис. 12. Зависимость КПД процесса управления:

а – от относительной скорости; б – от относительной на-

при подключении регулирующего дросселя параллельно гидродвигателю (см. рис. 2) поток рабочей жидкости разветвляется: один поток через распределитель 2 направляется в гидроцилиндр 1, а другой в регулирующий дроссель 3. предполагая, что потери давления в распределителе и гидролиниях отсутствуют, имеем  $q_n = q_{гд} + q_{др}$ ;  $p_n = p_{гд} = p_{др} = f/s_n$ .

второе уравнение записано на основании равенства потерь давления в параллельных трубопроводах. скорость поршня определяется выражением

$$V_{п} = \frac{Q_{гд}}{S_{п}} = \frac{Q_n - Q_{др}}{S_{п}},$$

а расход жидкости через дроссель будет:

$$Q_{др} = \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{п}}}.$$

Тогда с учётом формул (11) и (12) для скорости поршня гидроцилиндра получается выражение

$$V_{\text{п}} = \frac{1}{S_{\text{п}}} \cdot \left( Q_{\text{н}} - \mu \cdot S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{\text{п}}}} \right).$$

Для ряда постоянных значений  $U_{\text{др}} = S_{\text{др}} / S_{\text{др}}^{\text{max}}$  с использованием формулы (13) строятся нагрузочные характеристики гидропривода при его регулировании параллельно включенным дросселем (рис. 13). Причём конструктивно  $S_{\text{др}}^{\text{max}} = 0,1f_{\text{мр}}$ , здесь  $f_{\text{мр}}$  – площадь трубопровода.

В отличие от характеристик при последовательном включении дросселя, они имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей  $V_{\text{п max}}$  и  $F=0$ . Нагрузка  $F_{\text{max}}$ , вызывающая торможение выходного звена, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя.

КПД гидропривода  $\eta_{\text{гп}}$  при параллельном включении дросселя определяется так же, как и при последовательном включении. В

случае если  $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{зд}} = 1$ , то КПД  $\eta_{\text{гп}}$  равен КПД процесса управления  $\eta_{\text{му}}$ . Последний определяется степенью открытия дросселя и рассчитывается по формуле:

$$\eta_{\text{му}} = 1 - U_{\text{др}} \quad (14)$$

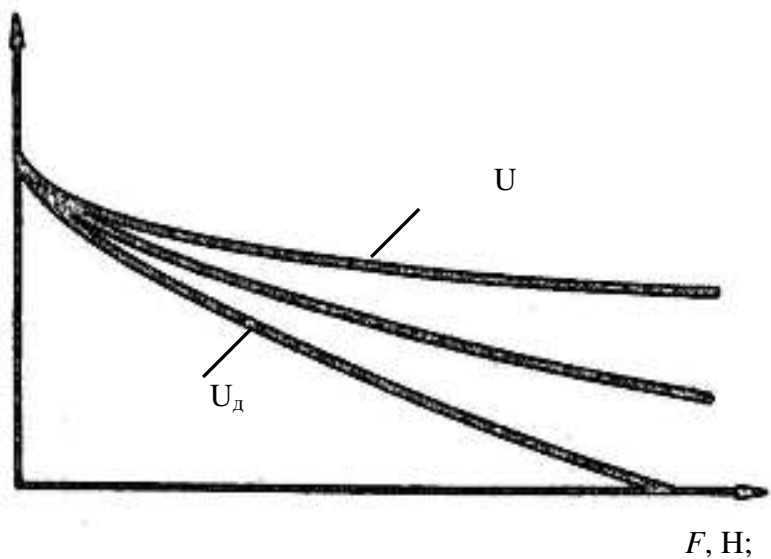


Рис. 13. Характеристика гидропривода при параллельном включении квадратичного дросселя

## ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

**Задача №1.** Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется с помощью дросселя, проходное сечение которого в данный момент равно  $S_{\text{др}}=40 \text{ мм}^2$ , а коэффициент расхода  $\mu=0,65$ . Диаметр поршня  $D =$



80 мм, его ход  $h = 360$  мм. Определить время движения поршня, если усилие на штоке  $F=4$  кН, давление перед дросселем  $p_1 = 1,3$  МПа. Жидкость масло АМГ-10 ( $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>). Дроссель включён последовательно в напорной магистрали. Потерями давления в гидрролинии между дросселем и гидроцилиндром пренебречь.

*Решение.* Давление на выходе из дросселя при отсутствии потерь в трубопроводе равно давлению в гидроцилиндре:

$$p_2 = \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,08^2} = 7,9 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу через дроссель, который находим по формуле (2)

$$Q = \mu \cdot S_{op} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\rho}} = \\ = 0,65 \cdot 40 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (1,3 - 0,79) \cdot 10^6} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Скорость перемещения поршня

$$V_n = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,08^2} = 0,18 \text{ м/с.}$$

Тогда время полного хода поршня будет  $T = h/V_n = 0,36/0,18 = 2$  с.

*Задача №2.* Жидкость с плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup> через дроссель подаётся в поршневую полость гидроцилиндра диаметром  $D = 100$  мм. Определить давление жидкости перед дросселем, при котором поршень будет перемещаться со скоростью  $v_n = 5$  см/с, если усилие на штоке  $F = 4$  кН, проходное сечение дросселя  $S_{op} = 8$  мм<sup>2</sup>, а коэффициент расхода  $\mu = 0,66$  (рис. 1, б). Объёмный КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 0,98$ . Трением в гидроцилиндре и давлением в штоковой полости пренебречь.

*Решение.* Расход жидкости через дроссель, равен расходу жидкости, поступающей в гидроцилиндр,

$$Q = \frac{v_n \cdot S_n}{\eta_o} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v_n}{4\eta_o} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,05}{4 \cdot 0,98} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Давление на выходе из дросселя примем равным давлению в гидроцилиндре:

$$p_2 = p_{ци} = \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,1^2} = 5,1 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Перепад давления в дросселе находим из формулы (2)

$$\Delta p_{др} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{\mu \cdot S_{др}} \right)^2 = \frac{900}{2} \left( \frac{4 \cdot 10^{-4}}{0,66 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 2,59 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление перед дросселем

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{др} = 5,1 \cdot 10^5 + 2,59 \cdot 10^6 = 31,0 \cdot 10^5 \text{ Па} = 3,1 \text{ МПа.}$$

**Задача №3.** На рисунке 14 показана схема объёмного гидропривода с дроссельным регулированием. Определить мощность, потребляемую насосом, потери мощности из-за слива масла через гидроклапан и КПД гидропривода, если усилие на штоке гидроцилиндра  $F = 60$  кН, потери давления в напорной гидролинии при движении поршня вправо  $\Delta p_n = 0,2$  МПа, расход масла через гидроклапан  $Q_k = 1,55$  л/мин  $= 0,000026$  м<sup>3</sup>/с, объёмный и механический КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 1$ ,  $\eta_m = 0,97$ , КПД насоса  $\eta_n = 0,80$ . Диаметр поршня  $D = 125$  мм, диаметр штока  $d = 63$  мм. Дроссель настроен на пропуск расхода  $Q_{др} = 12$  л/мин  $= 0,0002$  м<sup>3</sup>/с. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

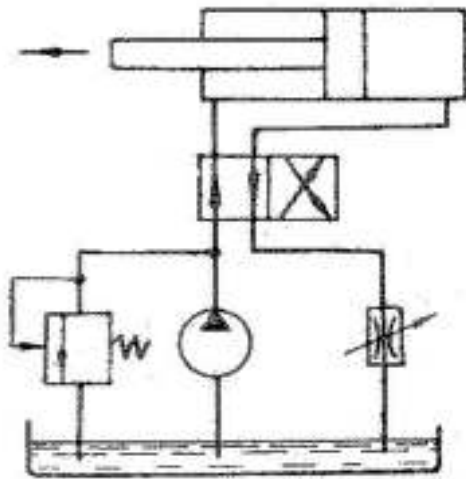


Рис. 14 Гидропривод поступательного движения с дроссельным регулированием

**Решение.**

Скорость движения поршня :

$$v_n = \frac{4Q_{др}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0002}{3,14 \cdot 0,125^2} = 0,0163 \text{ м/с.}$$

Расход масла гидроцилиндром:

$$Q_{ц} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{v_n}{\eta_o} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,125^2 - 0,063^2) \cdot \frac{0,0163}{1} = 0,000149 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Подача насоса:

$$Q_n = Q_{ц} + Q_k = 0,000149 + 0,000026 = 0,000175 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Давление в штоковой полости гидроцилиндра

$$p_u = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2) \cdot \eta_m} = \frac{4 \cdot 0,063}{3,14 \cdot (0,125^2 - 0,063^2) \cdot 0,97} = 7,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление насоса:

$$p = p_u + \Delta p = 7,1 \cdot 10^6 + 0,2 \cdot 10^6 = 7,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{7,3 \cdot 10^6 \cdot 1,75 \cdot 10^{-4}}{0,8} = 1600 \text{ Вт.}$$

Потери мощности из-за слива масла через гидроклапан:

$$\Delta N_k = Q_k \cdot p_n = 2,6 \cdot 10^{-5} \cdot 7,3 \cdot 10^6 = 190 \text{ Вт.}$$

Полезная мощность гидропривода – это полезная мощность гидроцилиндра:

$$N_n = F \cdot v_n = 60 \cdot 10^3 \cdot 0,0163 = 978 \text{ Вт.}$$

КПД гидропривода:

$$\eta = \frac{N_n}{N_n} = \frac{978}{1600} = 0,61.$$

**Задача №4.** Гидропривод на рис 15 состоит из пластинчатого нерегулируемого насоса 1 марки Г 1223 с общим КПД  $\eta_n=0,82$ , шестерённого гидромотора 2 марки МНШ-46 с общим КПД  $\eta_{гд}=0,8$  и дросселя 3. Значения параметра регулирования дросселя в первой рабочей точке  $U_{др}=0,5$ , во второй рабочей точки -  $U_{др}=0,69$ . Определить общий КПД гидропривода в рабочих точках и построить график изменения КПД в зависимости от параметра  $U_{др}$ .

**Решение.** Общий КПД гидропривода определяется выражением

$$\eta_{гн} = \eta_n \eta_{гд} \eta_{гд}.$$

При параллельном включении дросселя согласно выражению (14) КПД процесса управления  $\eta_{гд} = 1 - U_{др}$ . Тогда получаем общий КПД гидропривода

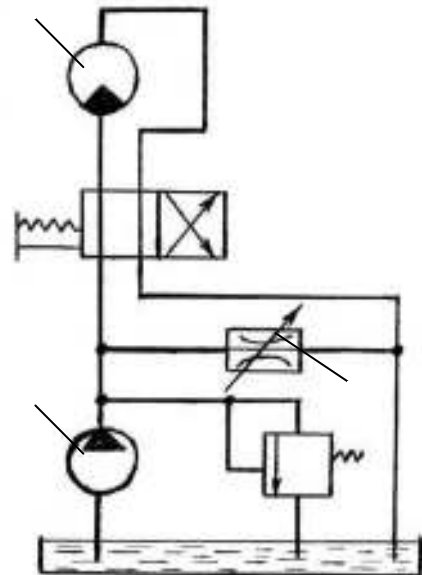


Рис. 15

$$\eta_{zn} = 0,8 \cdot 0,82 \cdot (1 - U_{др}) = 0,656 \cdot (1 - U_{др}). \quad (B)$$

Для первой рабочей точки  $U_{др}=0,5$  имеем  $\eta_{zn} = 0,656 \cdot (1 - 0,5) = 0,328$ .

Для второй рабочей точки  $U_{др}=0,69$  и  $\eta_{zn} = 0,656 \cdot (1 - 0,69) = 0,203$ .

Далее подставляем в выражение (B) значения параметра регулирования  $U_{др}$  от 0,5 до 0,9. Расчётные значения КПД гидропривода заносим в таблицу 1

Таблица 1

Расчетные значения КПД гидропривода

$U_{др}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\eta_{гп}$	0,328	0,262	0,197	0,131	0,065

По расчётам строим график изменения кпд гидропривода и выделяем на нём зону действительных кпд при работе гидропривода (рис 16).

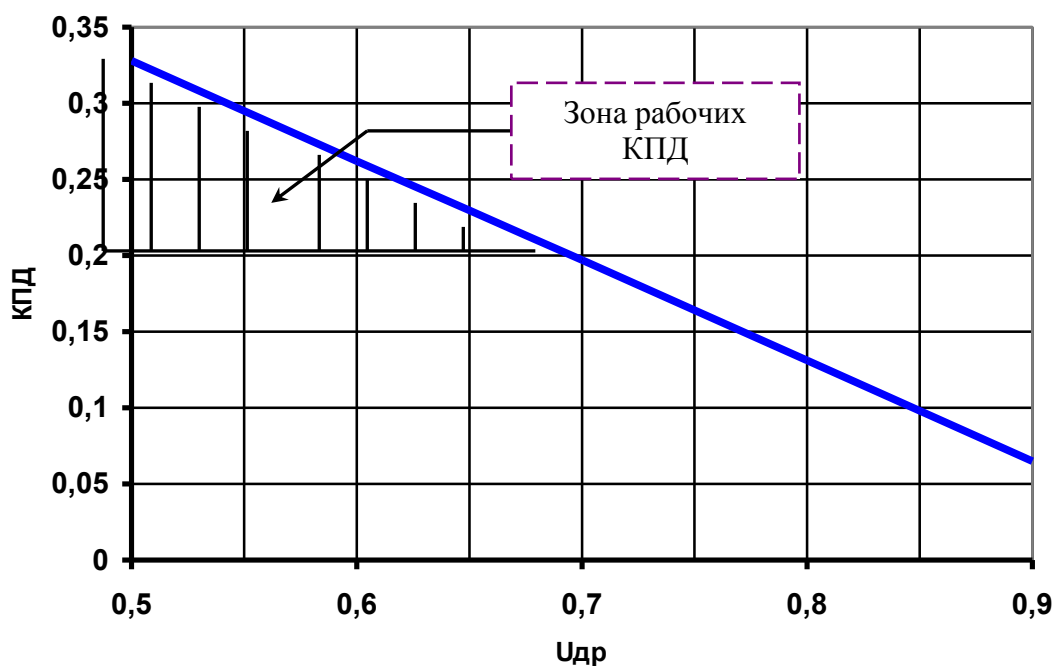


Рис. 16. График изменения КПД гидропривода в зависимости от параметра регулирования

**Задача №5.** В объёмном гидроприводе вращательного движения с управлением гидродроссель установлен на выходе (рис. ...). Частота вращения гидромотора  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ , момент на валу  $M = 22 \text{ Н·м}$ , рабочий объём гидромотора  $V_{ом} = 32 \text{ см}^3$ , механический КПД  $\eta_{мм} = 0,90$ , объёмный  $\eta_{ом} = 0,94$ . Потери давления в золотниковом гидрораспределителе, дросселе и фильтре соответственно равны:  $\Delta p_p = 0,2 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p_{др} = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p_{ф} = 0,10 \text{ МПа}$ . Потери давления в трубопроводах составляют 5% перепада давле-

ния в гидромоторе. Подача насоса на 10% больше расхода гидромотора, КПД насоса  $\eta_n = 0,88$ . Определить КПД гидропривода.

*Решение.* Находим расход жидкости гидромотором

$$Q_m = \frac{V_{ом} \cdot n}{60 \eta_{ом}} = \frac{32 \cdot 1600}{60 \cdot 0,94} = 910 \text{ см}^3 / \text{с} = 0,91 \cdot 10^{-3}.$$

Мощность на валу гидромотора – полезная мощность гидропривода

$$N_n = M \cdot \omega = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 22 \cdot \frac{3,14 \cdot 1600}{30} = 3680 \text{ Вт}$$

Перепад давления в гидромоторе находим из формулы:

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M}{V_{ом} \eta_{мм}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 22}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Рис. 17

Давление насоса равно перепаду давления в гидромоторе и потерям давления в гидрораспределителе, дросселе, фильтре и в гидролинии:

$$P_n = \Delta p_m + \Delta p_p + \Delta p_{др} + \Delta p_{ф} + \Delta p_{т} = 4,8 + 0,2 + 0,5 + 0,1 + 0,05 \cdot 4,8 = 6,04 \text{ МПа.}$$

Подача насоса

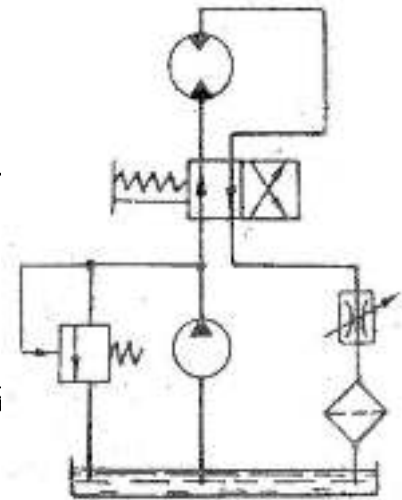
$$Q_n = 1,1 Q_m = 1,1 \cdot 0,91 \cdot 10^{-3} \approx 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Мощность насоса (мощность гидропривода) составляет

$$N = \frac{Q_n p_n}{\eta_n} = \frac{0,001 \cdot 6,04 \cdot 10^6}{0,88} = 6860 \text{ Вт.}$$

Тогда искомый КПД гидропривода будет

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{3680}{6860} = 0,54.$$



## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 17752-81. Объёмный гидропривод и пневмопривод. Основные термины и определения. – М.: Изд-во стандартов.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.
3. Вакина В.В., Денисенко И.Д., Столяров А.Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К.: Вища шк.: Головное изд-во, 1986. – 208 с.
4. Гейер В.Г., Дулин В.С., Боруменский А.Н. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря. – М.: Изд-во "Недра", 1970. – 302 с.
5. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с., ил.
6. Абрамов Е.И. и др. Элементы гидропривода. – Киев: Техника, 1977. – 320 с., ил.
7. Лаврухин П.В., Никитченко С.Л. Расчет объемного гидропривода: Методическое пособие к курсовой работе. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2005. – 88 с.

*Учебное издание*

**Никитченко Сергей Леонидович**, канд. техн. наук, доцент  
**Лаврухин Павел Владимирович**, канд. техн. наук, доцент  
**Гончарова Наталья Владимировна** канд. техн. наук, доцент

Конструкции, расчет и использование дросселирующих устройств в  
объемном гидроприводе

методическое пособие

Редакция авторская

Объем ЭИ: 1,68 Мб.

Формат ЭИ: Portable Document Format