

Министерство образования Российской Федерации
Московский Государственный Технический Университет «МАМИ»

Кафедра "Гидравлика и гидроневмопривод"

Лепешкин А.В.
Михайлин А.А.
Фатеев И.В.

РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С НАСОСНОЙ ПОДАЧЕЙ

Рекомендовано научно-методическим Советом по гидравлике
в качестве учебного пособия по курсу
«Гидравлика, гидромашины и гидроприводы»
для студентов машиностроительных специальностей.

Под редакцией
заведующего кафедрой, профессора
Беленкова Ю.А.

Москва 2003г.

УДК: 621.221

Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Фатеев И.В.

РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С НАСОСНОЙ ПОДАЧЕЙ. Учебное пособие по курсу «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы» для студентов машиностроительных специальностей. Под редакцией профессора Ю. А. Беленкова — М., МАМИ, 2003, 48 с., ил.

В учебном пособии приведены необходимые теоретические сведения из курса «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы», даны методические указания по выполнению курсовых расчетно-графических работ, приведены примеры решения конкретных задач и варианты заданий.

ТРУБОПРОВОД С НАСОСНОЙ ПОДАЧЕЙ

Общие положения

Рассмотрим разомкнутый трубопровод (см. рис.1), по которому насос перекачивает жидкость из нижнего открытого бака *А* в верхний резервуар (камеру) *Б* с некоторым давлением p_3 .

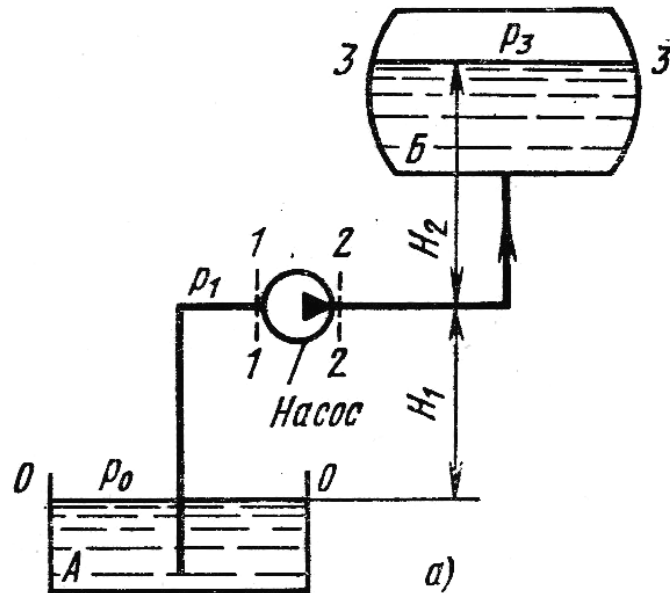


Рис. 1. Разомкнутый трубопровод с насосной подачей.

Трубопровод между баком *А* и насосом будем называть **всасывающим**, а между насосом и резервуаром *Б* - **напорным**.

Составим уравнение Бернулли для потоков жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах, т.е. для сечений 0-0 и 1-1

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + \sum h_{0-1} \quad (1)$$

и для сечений 2-2 и 3-3

$$\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} = H_2 + \frac{p_3}{\rho g} + \sum h_{2-3} \quad (2)$$

где $\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g}$ - удельная энергия жидкости на выходе из насоса (в сечении 2-2).

Из уравнения (1) выразим удельную энергию жидкости на входе в насос, то есть в сечении 1-1,

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1} \quad (3)$$

Если из уравнения (2) вычесть уравнение (3), то в результате получим приращение удельной энергии жидкости в насосе, т.е. **напор насоса**

$$H_n = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

или, обозначая $\Delta z = H_1 + H_2$, $p = p_3 - p_0$ и $\sum h = \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$,

$$H_n = \Delta z + \frac{p}{\rho g} + \sum h. \quad (4)$$

Как известно из теории [1], сумма в правой части уравнения (4) есть потребный напор $H_{\text{потр}}$ для данного трубопровода. Отсюда, всегда на установившемся режиме работы трубопровода с насосной подачей справедливо равенство:

$$H_n = H_{\text{потр}}.$$

На этом равенстве основывается графоаналитический метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в том, что на одном графике в координатах $H - Q$ в едином масштабе строятся **характеристика насоса** $H_n = \varphi_1(Q)$ и **характеристика потребного напора трубопровода** $H_{\text{потр}} = \varphi_2(Q)$.

Найденная в результате точка R пересечения этих характеристик (**рабочая точка гидросистемы**), позволяет определить ряд параметров, характеризующих режим работы гидросистемы. Пример подобного построения приведен на рис. 2.

По найденной рабочей точке R можно определить:

а) **подачу насоса** Q_n и, следовательно, расход рабочей жидкости поступающий в трубопровод, а, если трубопровод содержит гидродвигатель, то и скорость движения его выходного звена;

б) по найденной скорости движения выходного звена гидродвигателя и заданной преодолеваемой нагрузке **полезную мощность гидросистемы** $N_{\text{вых}}$, реализуемую на выходном звене гидродвигателя $N_{\text{вых}} = FV$ или $N_{\text{вых}} = M\omega$;

в) **напор насоса** H_n и, следовательно, мощность потока на выходе насоса (**полезная мощность насоса**) $N_n = \rho g H_n Q_n$ и, зная к.п.д. насоса η_n , его **потребляемую мощность** $N_{\text{ex}} = \rho g H_n Q_n / \eta_n$, которая является **мощностью, потребляемой гидросистемой**;

г) **к.п.д. гидросистемы** $\eta = N_{\text{вых}} / N_{\text{ex}}$.

Именно эти параметры, как правило, необходимо определить во всех вариантах курсовых расчетно-графических работ.

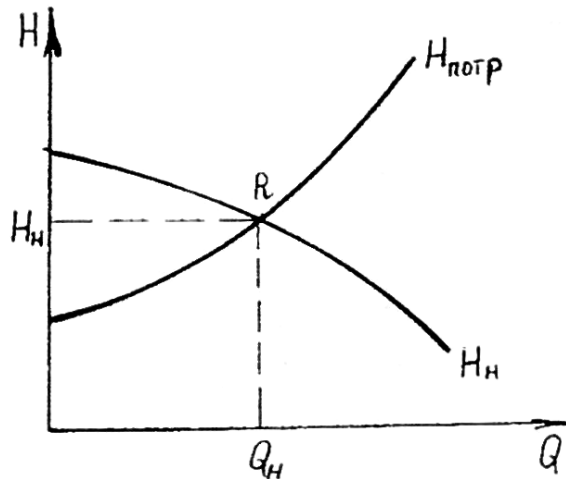


Рис. 2. Определение рабочей точки гидросистемы.

Большинство вариантов этих работ представляют собой гидравлический расчет гидроприводов различных машин, поскольку любой объемный гидропривод является типичным примером сложного трубопровода с насосной подачей.

Если речь идет о расчете объемного гидропривода, то в зависимостях $H_n = \varphi_1(Q)$ и $H_{потр} = \varphi_2(Q)$ целесообразно от величин соответствующих напоров перейти к давлениям, помня, что $p = \rho g H$.

Тогда, уравнение характеристики потребного давления приобретает вид:

$$p_{потр} = \Delta z \rho g + p + \Delta p_{\Sigma}, \quad (5)$$

где: Δz - расстояние между центрами тяжести начального и конечного сечений трубопровода;

p - избыточное давление в конечном сечении трубопровода;

Δp_{Σ} - суммарные потери давления в трубопроводе.

Для гидроприводов большинства машин в уравнении (5) сумму $\Delta z \rho g + p$ можно не учитывать в сравнении с Δp_{Σ} , особенно для трубопроводов, содержащих гидродвигатель.

Гидродвигатель при этом можно рассматривать как некоторое специфическое местное гидравлическое сопротивление, потери давления $\Delta p_{зд}$ на котором преобразуется в механическую работу на его выходном звене.

С учетом этого, уравнение (5) принимает в вид:

$$p_{потр} = \Delta p_{\Sigma}. \quad (6)$$

Теперь определение рабочей точки гидросистемы ведется в координатах $p-Q$ путем построения зависимостей $p_n = f_1(Q)$ и $\Delta p_{\Sigma} = f_2(Q)$. В дальнейшем зависимость $p_n = f_1(Q)$ условимся называть *характеристикой насоса*, а $\Delta p_{\Sigma} = f_2(Q)$ - *характеристикой трубопровода*.

Рассмотрим способы и особенности построения этих характеристик.

1. Построение характеристик насосных установок

В настоящее время в большинстве случаев в качестве гидравлических приводов машин используют объемные гидроприводы, в которых источником энергии рабочей жидкости является нерегулируемый или регулируемый объемный насос [2].

Нерегулируемые объемные насосы, как правило, работают совместно с предохранительными или переливными клапанами, а регулируемые - с регуляторами подачи. Совокупность насоса с клапаном и насоса с регулятором будем называть *насосной установкой*. Поэтому характеристика $p_n = f_1(Q)$, используемая в расчете, фактически является *характеристикой насосной установки*.

1.1. Объемный насос с предохранительным клапаном

На рис. 3 представлены схема и характеристика насосной установки с предохранительным клапаном.

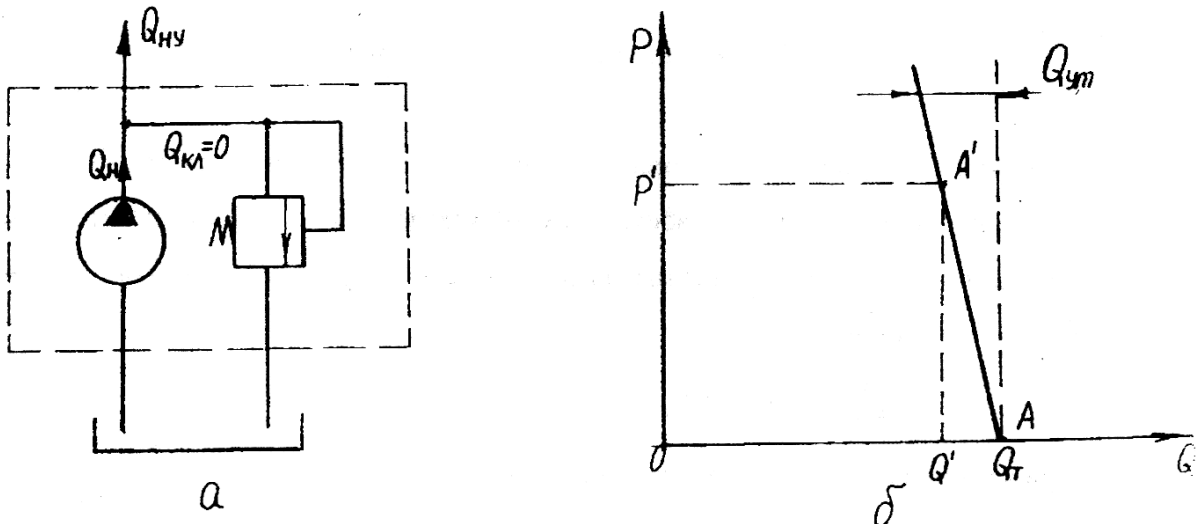


Рис. 3. Насос с предохранительным клапаном.

Если клапан предохранительный, то он срабатывает только в аварийных ситуациях, а при нормальной работе закрыт, т.е. $Q_{кл} = 0$ и подача насосной установки $Q_{ну} = Q_n$. Следовательно, характеристика насосной установки совпадает с характеристикой объемного насоса (рис. 3б).

Поскольку эта характеристика практически линейна, ее можно построить по двум точкам (рис. 3б):

* первая точка - точка A , соответствующая теоретической подачи Q_T насоса, которая определяется по формуле

$$Q_T = V_n n_n, \quad (7)$$

где: V_n - рабочий объем насоса;

n_n - частота вращения вала насоса;

* координаты второй точки A' определяются по величине объемного к.п.д. насоса $\eta_{он}$, заданного при определенном давлении p' .

$$Q' = Q_T \eta_{он}, \quad (8)$$

где: $\eta_{он}$ - объемный к.п.д. насоса при $p = p'$.

Величина $\eta_{он}$ по условию задачи может быть задана не в явном виде, а коэффициентом объемных утечек в насосе $K_{он}$, который используется в следующей формуле

$$\eta_{он} = 1 - K_{он}p. \quad (9)$$

Для получения координат точки A' при этом, в формулу (9) подставляют произвольно выбранное давления p' и определяют при этом давлении $\eta_{он}$, а затем используют его значение для расчета соответствующей величины Q' по формуле (8).

1.2. Объемный насос с переливным клапаном

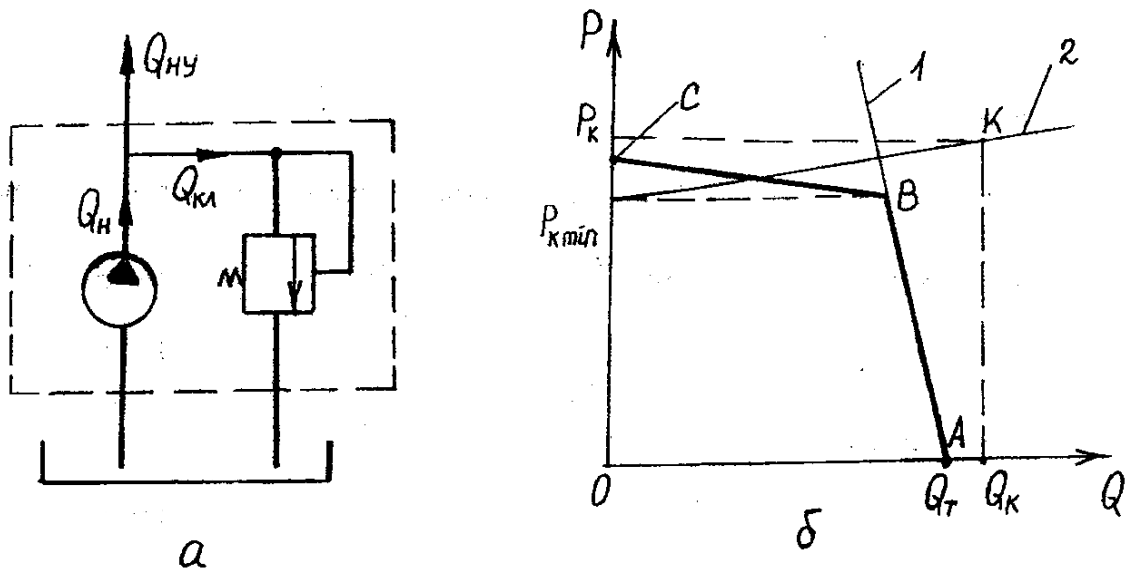


Рис. 4. Насос с переливным клапаном.

Переливной клапан (рис. 4) (имеющий такое же обозначение на схеме, как и предохранительный) постоянно участвует в работе насосной установки и поэтому характеристика насосной установки представляет собой суммарную характеристику насоса и клапана, полученную в соответствии с условием

$$Q_{ну} = Q_n - Q_{кл}. \quad (10)$$

При этом используется следующая методика:

* в координатах $p-Q$ строят характеристику объемного насоса по методике, изложенной в разделе 1.1 (линия 1 на рис. 4б);

* в этой же системе координат и в том же масштабе строят характеристику клапана, которая достаточно точно определяется уравнением

$$p_k = p_{k\min} + K_k Q. \quad (11)$$

Из уравнения (11) следует, что эта характеристика линейна (линия 2 на рис. 4б) и может быть задана либо при помощи величин $p_{k\min}$ и K_k , либо двумя точками: $p_{k\min}$ при $Q_{кл} = 0$ и p_k при $Q_{кл} = Q_k$ (точка К);

* после построения характеристик насоса (линия 1) и клапана (линия 2) проводят их графическое сложение по оси Q в соответствии с формулой (10). В результате получается характеристика насосной установки (ломанная линия ABC на рис. 4б).

1.3. Регулируемый объемный насос с регулятором подачи

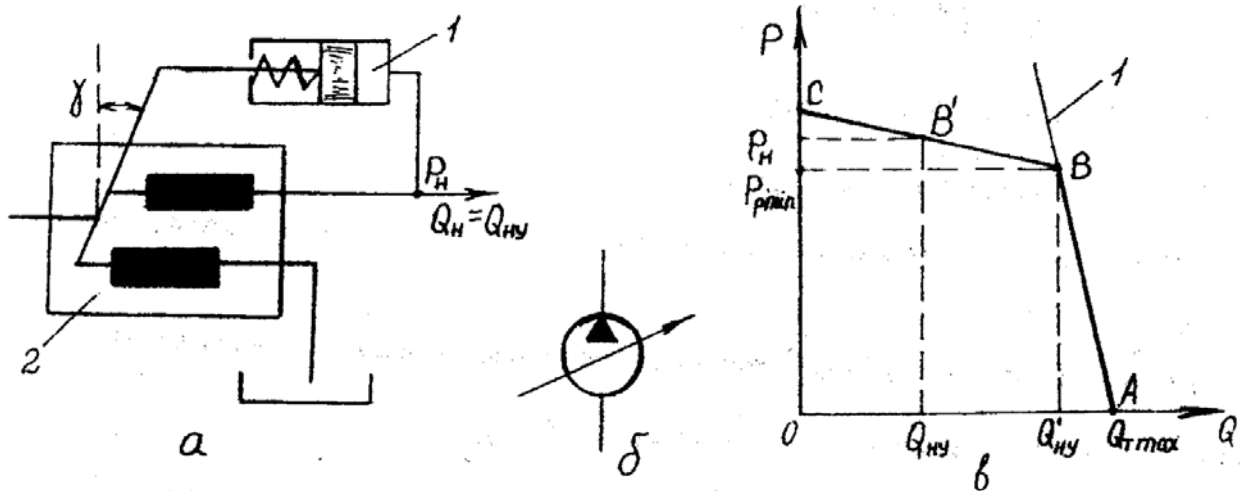


Рис. 5. Регулируемый насос с регулятором подачи.

На рис. 5а, в качестве примера, представлена схема насосной установки с аксиально-поршневым регулируемым насосом и простейшим регулятором подачи, которая на схеме гидропривода обычно обозначается как регулируемый насос (рис. 5б).

В такой насосной установке регулятор изменяет ее подачу за счет изменения рабочего объема насоса [1], поэтому всегда справедливо равенство $Q_{ну} = Q_n$.

На поршень регулятора 1, шток которого связан с наклонной шайбой (или наклонным блоком) аксиально-поршневого насоса 2, действуют сила пружины и сила давления жидкости. Если давление $p_n \leq p_{\min}$ (рис. 5в), то сила предварительного поджатия пружины удерживает поршень в крайнем правом положении и $\gamma = \gamma_{\max}$, а $V_n = V_{n\max}$. То есть - характеристика насосной установки при этом соответствует характеристике объемного насоса с теоретической по-

дачей $Q_{T\max} = V_{n\max} n_n$.

При $p_n > p_{p\min}$ поршень под действием силы давления начинает перемещаться влево, уменьшая угол γ , и, следовательно, уменьшая рабочий объем насоса V_n . В результате уменьшается и подача насосной установки.

Уравнение характеристики насосной установки при $p_n > p_{p\min}$ можно записать в виде

$$Q_{ny} = Q'_{ny} - K_p(p_n - p_{p\min}), \quad (12)$$

где: K_p - постоянный коэффициент регулятора;

Q'_{ny} - подача насосной установки при $p_n = p_{p\min}$.

При построения характеристики такой насосной установки используется следующая методика:

- * в координатах $p-Q$ строят характеристику объемного насоса по методике, изложенной в разделе 1.1 (линия 1 на рис. 5в), принимая $V_n = V_{n\max}$;
- * по заданному значению $p_{p\min}$ на характеристике насоса (линия 1) находят точку B и соответствующую ей величину Q'_{ny} ;
- * задаваясь некоторым давлением $p_n > p_{p\min}$ (значение p_n целесообразно выбирать большим $p_{p\min}$ примерно на 10%), определяют, используя уравнение (12), соответствующую величину $Q_{ny} \geq 0$ (координаты p_n и Q_{ny} определяют положение точки B' на рис. 5в);
- * проводят линию, соединяющую точки B и B' до пересечения с осью ординат (линия BC на рис. 5в).

Полученная характеристика насосной установки с регулятором подачи (ломанная линия ABC на рис. 5в) внешне имеет тот же вид, что и характеристика объемного насоса с переливным клапаном. Однако, необходимо помнить, что при использовании переливного клапана эффект снижения подачи насосной установки получен за счет слива части подаваемой насосом жидкости обратно в гидробак, а при использовании регулятора подачи аналогичный эффект получается за счет уменьшения величины рабочего объема насоса, что более экономично.

1.4. Мощность, потребляемая насосной установкой

Как уже отмечалось в разделе «Общие положения» данного пособия, нахождение путем графического построения рабочей точки, позволяет прежде всего определить мощность, потребляемую насосом (насосной установкой) N_{ex} .

Характеристика насосной установки, состоящей из нерегулируемого насоса и предохранительного клапана, в условиях нормальной работы полностью совпадает с характеристикой насоса (см. раздел 1.1) и поэтому в случае работы насоса без перегрузки рабочая точка гидросистемы будет лежать на этой линии (точка R на рис. 6а), т.е. всегда подача насосной установки $Q_{ny} = Q_n$.

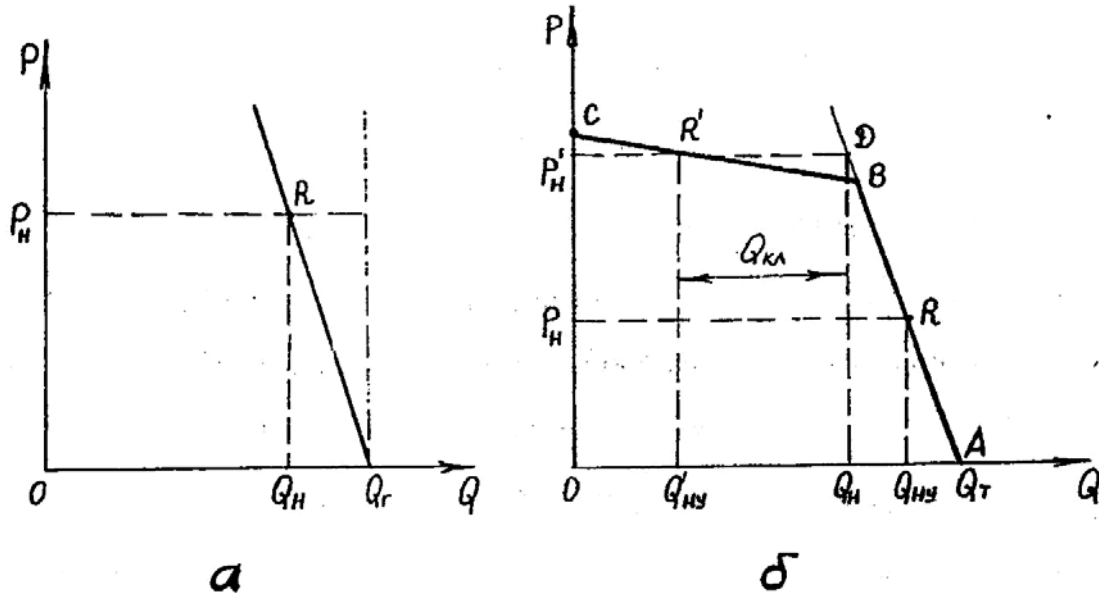


Рис. 6. Характеристики насосных установок с нерегулируемым насосом.

Так как в общем случае, без учета потерь во всасывающем трубопроводе

$$N_{ex} = \frac{p_n Q_n}{\eta_{on} \eta_{mn}},$$

где: η_{on} - объемный к.п.д. насоса при $p = p_n$;

η_{mn} - механический к.п.д. насоса,

то при $Q_n = Q_T \eta_{on}$ формула, определяющая мощность, потребляемую насосной установкой, для данного случая будет иметь вид

$$N_{ex} = \frac{p_n Q_T}{\eta_{mn}}. \quad (13)$$

Для насосной установки, состоящей из нерегулируемого насоса и переливного клапана (см. раздел 1.2), рабочая точка может располагаться либо на участке $A-B$ характеристики насосной установки, либо на участке $B-C$ (см. рис. 6б).

Если рабочая точка R располагается на участке $A-B$, совпадающем с характеристикой насоса, то задача определения потребляемой мощности N_{ex} аналогична рассмотренному выше случаю и при расчете используется формула (13).

Если рабочая точка R' располагается на участке $B-C$, то следует иметь в виду, что подача самого насоса соответствует точке D (см. рис. 6б) и равна

$$Q_n = Q'_{ny} + Q_{кл},$$

где $Q_{кл}$ - расход через переливной клапан.

Очевидно, что $N_{вх}$ в этом случае также определяется по формуле (13).

Для насосной установки, состоящей из регулируемого насоса и регулятора подачи (см. раздел 1.3), рабочая точка гидросистемы также может располагаться либо на участке $A-B$ характеристики насосной установки, либо на участке $B-C$ (см. рис. 7).

Если рабочая точка R лежит на участке $A-B$, то по аналогии со случаями, рассмотренными выше,

$$N_{вх} = \frac{p_n Q_{T \max}}{\eta_{мн}}.$$

Если же рабочая точка R' лежит на участке $B-C$, то согласно принципу работы регулируемого насоса с регулятором подачи при $p_n > p_{p \min}$ происходит изменении рабочего объема насоса и соответственно изменяется его теоретическая подача, которая при давлении p'_n будет равна Q'_T (см. рис. 7), т.е. при $p'_n > p_{p \min}$ имеем новую характеристику насоса, соответствующую линии $R'-M$. При этом линии $R'-M$ и $A-B$ параллельны, так как при изменении рабочего объема регулируемого объемного насоса объемные потери в нем при равных давлениях можно считать одинаковыми [1].

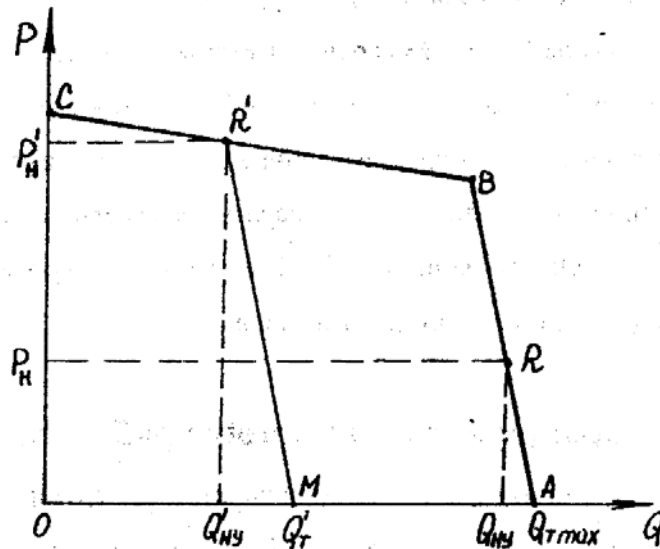


Рис. 7. Характеристика насосной установки с регулируемым насосом.

Тогда

$$N_{вх} = \frac{p'_n Q'_{ny}}{\eta'_{он} \eta_{мн}} = \frac{p'_n Q'_T}{\eta_{мн}}, \quad (14)$$

где значение Q'_T можно найти, проведя из точки R' линию, параллельную линии $A-B$ до пересечения с осью абсцисс (точка M).

2. Построение характеристик трубопроводов

Если трубопровод не имеет разветвлений и состоит из ряда последовательно включенных элементов, то он называется **простым** трубопроводом.

Если же в трубопроводе есть хотя бы одно разветвление, то его называют **сложным**.

В гидроприводах трубопровод представляет собой сложную систему из ряда последовательных и параллельных соединений труб, различных устройств и агрегатов, в число которых прежде всего входят гидродвигатели, гидроаппараты (дрессели, распределители, клапаны) фильтры, теплообменники. Обозначения по ЕСКД некоторых наиболее часто встречающихся элементов в гидравлических схемах приведены в таблице 1.

2.1. Характеристика простого трубопровода

В соответствии с принятым (см. «Общие положения»), под характеристикой трубопровода понимается зависимость потерь давления в трубопроводе от расхода.

Как известно [1], в гидравлике потери можно разделить на потери на трение по длине трубы $\Delta p_{тр}$ и потери в местных сопротивлениях (местные потери) Δp_m

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m.$$

Потери на трение $\Delta p_{тр}$ в трубе длиной l и внутренним диаметром d в общем случае определяются по формуле, полученной из канонической формулы Дарси,

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8\rho}{\pi^2 d^4} Q^2, \quad (15)$$

где: ρ - плотность рабочей жидкости;

λ - коэффициент Дарси, величина которого определяется в зависимости от режима течения жидкости.

Режим течения жидкости в трубопроводе определяется по величине числа Рейнольдса

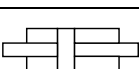
$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad (16)$$

где: Q - расход жидкости в трубопроводе;

ν - кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Таблица 1.

Обозначение элементов гидроприводов по ЕСКД

Обозначение	Наименование элемента (агрегата)
	насос нерегулируемый и нереверсивный
	насос нерегулируемый и реверсивный
	насос регулируемый и реверсивный
	гидроцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком
	телескопический гидроцилиндр одностороннего действия
	гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком
	гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком
	гидромотор нерегулируемый и реверсивный
	гидропневмоаккумулятор
	нерегулируемый (настраиваемый) гидродроссель
	регулируемый гидродроссель
	предохранительный или переливной гидроклапан
	редукционный гидроклапан
	обратный гидроклапан
	гидрораспределитель двухпозиционный, четырех линейный, с ручным управлением
	открытый гидробак
	фильтр
	теплообменник (охладитель)

Если число Re , рассчитанное по формуле (16), больше 2300, то режим течения следует принимать **турбулентным**. В этом случае, если величина коэффициента λ задана по условию задачи, то он в расчете принимается постоянным, если же коэффициент λ не задан, то, учитывая, что трубы в гидроприводах, как правило, технически гладкие, коэффициент λ следует определять по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (17)$$

где Re - фактическое число, полученное по формуле (16).

Если расчетное Re меньше 2300, режим течения можно принимать **ламинарным** и тогда формула (15) после подстановки в нее значения $\lambda = 64/Re$, преобразуется в формулу Пуазейля

$$\Delta p_{mp} = \frac{128\nu l \rho Q}{\pi d^4}. \quad (18)$$

Формулы (15) и (18) можно представить соответственно в виде

$$\Delta p_{mp} = K_T Q^2, \text{ где } K_T = \frac{8\lambda l \rho}{\pi^2 d^5};$$

$$\Delta p_{mp} = K_L Q, \text{ где } K_L = \frac{128\nu l \rho}{\pi d^4}.$$

Их графическое выражение представлено на рис. 11.

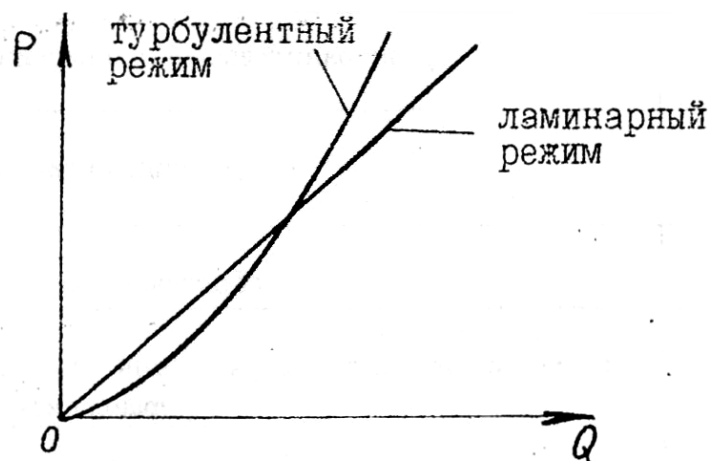


Рис. 8. Зависимость потерь напора на трение от расхода.

Местные потери в основном происходят в местных гидравлических сопротивлениях, которые включаются в гидропривод для реализаций функций управления его режимами работы (гидродроссели, гидрораспределители) и кондиционирования рабочей жидкости (фильтры, теплообменники).

Местные потери могут быть заданы следующим образом:

* коэффициентом сопротивления ζ , и тогда зависимость потерь от расхода выразится формулой, полученной из канонической формулы Вейсбаха

$$\Delta p_m = \zeta \frac{8\rho}{\pi^2 d^4} Q^2, \quad (19)$$

где d - диаметр трубопровода, в котором установлено местное гидравлическое сопротивление;

* площадью проходного сечения отверстия в местном сопротивлении S и коэффициентом расхода этого отверстия μ и в этом случае потери выражаются из формулы истечения

$$\Delta p_m = \frac{\rho}{2\mu^2 S^2} Q^2; \quad (20)$$

* эквивалентной длиной l_Σ , при этом считается, что потери в местном сопротивлении эквивалентны потерям в трубе длиной l_Σ , и тогда для ламинарного режима течения при определении потерь используется формула

$$\Delta p_m = \frac{128\nu l_\Sigma \rho}{\pi d^4} Q. \quad (21)$$

По аналогии с потерями на трение формулы (19), (20) и (21) можно представить в виде $\Delta p_m = K_m Q^2$ или $\Delta p_m = K_m Q$ и их графическое выражение будет аналогично зависимостям на рис. 8.

В общем случае характеристика простого трубопровода, не содержащего гидродвигатель, может быть представлена в виде

$$\Delta p_\Sigma = K Q^m. \quad (22)$$

2.2. Характеристика простого трубопровода с гидродвигателем

В схему любого объемного гидропривода входит **гидродвигатель** - устройство, преобразующее энергию потока рабочей жидкости в механическую работу на его выходном звене.

При гидравлическом расчете гидродвигатель рекомендуется рассматривать как некоторое специальное местное гидравлическое сопротивление, в котором потери давления ($\Delta p_{\Sigma d}$) идут на совершение полезной работы - перемещение выходного звена, преодолевающего внешнюю нагрузку.

Поэтому уравнение характеристики простого трубопровода, содержащего гидродвигатель, можно представить в виде

$$\Delta p_\Sigma = \Delta p_{mp} + \Delta p_m + \Delta p_{\Sigma d}. \quad (23)$$

Методика определения слагаемых Δp_{mp} и Δp_m , входящих в уравнение (23), изложена в разделе 2.1.

Определение же величины $\Delta p_{\Sigma d}$ зависит от типа гидродвигателя.

Самыми распространенными гидродвигателями являются **гидромотор**, в котором выходное звено совершает вращательное движение, и **гидроцилиндр** - гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена.

Гидромотор - это гидродвигатель, в качестве которого может быть использована любая роторная гидромашина [1; 2].

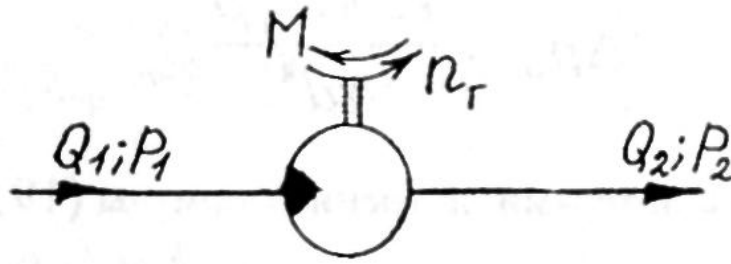


Рис. 9. Гидромотор.

Обозначение гидромотора на схемах и параметры, характеризующие его работу, приведены на рис. 9,

где: Q_1 и P_1 - параметры потока рабочей жидкости на входе в гидромотор;

Q_2 и P_2 - параметры потока рабочей жидкости на выходе из гидромотора;

M - момент сопротивления на валу гидромотора, как правило, направлен против вращения;

n_{Γ} - частота вращения вала гидромотора.

При расчете можно использовать следующие формулы:

$$\Delta p_{\text{сд}} = \Delta p_{\Gamma} = \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_{m\Gamma}}, \quad (24)$$

$$n_{\Gamma} = \frac{Q \eta_{o\Gamma}}{V_{\Gamma}}, \quad (25)$$

где: V_{Γ} - рабочий объем гидромотора;

Q_1 - расход рабочей жидкости через гидромотор;

$\eta_{m\Gamma}$ - механический к.п.д. гидромотора, величина которого в рабочем диапазоне скоростей и нагрузок может быть принята постоянной;

$\eta_{o\Gamma}$ - объемный к.п.д. гидромотора, который при известном перепаде давления Δp_{Γ} определяется по формуле

$$\eta_{o\Gamma} = 1 / (1 + K_{o\Gamma} \Delta p_{\Gamma}), \quad (26)$$

где $K_{o\Gamma}$ - коэффициент объемных потерь в гидромоторе.

Для гидромоторов с достаточной степенью точности можно считать, что

$$Q_1 = Q_2 = Q.$$

Гидроцилиндр. Самым распространенным типом гидроцилиндра является гидроцилиндр с односторонним штоком, два варианта схемы включения которого представлены на рис. 10.

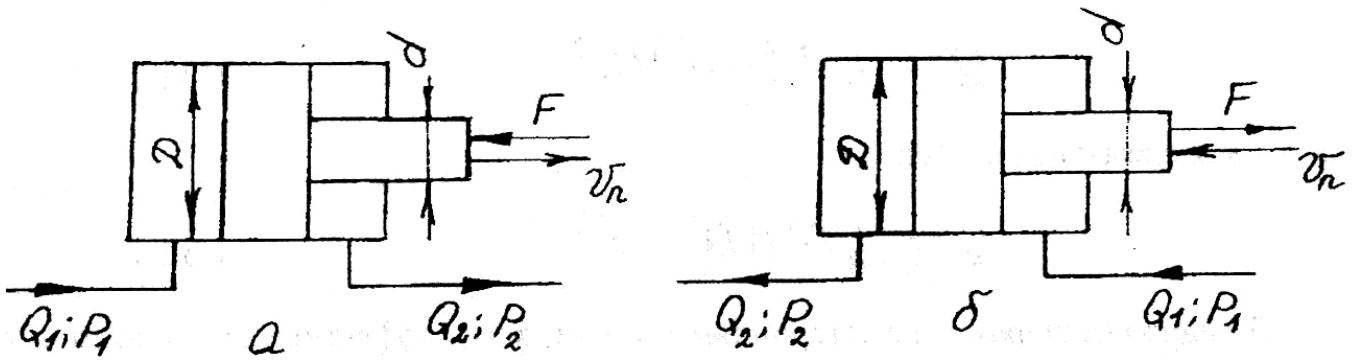


Рис. 10. Гидроцилиндр с односторонним штоком.

Для гидроцилиндра, включенного по схеме на рис. 10а, с достаточной степенью точности при расчете можно принять:

$$\Delta p_{\text{зб}} = \Delta p_{\text{ц}} = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{\text{мц}}}, \quad (27)$$

$$V_{\text{п}} = \frac{4Q_1 \eta_{\text{оц}}}{\pi D^2}. \quad (28)$$

Для схемы на рис. 10б

$$\Delta p_{\text{зб}} = \Delta p_{\text{ц}} = \frac{4F}{\pi (D^2 - d^2) \eta_{\text{мц}}}, \quad (29)$$

$$V_{\text{п}} = \frac{4Q_1 \eta_{\text{оц}}}{\pi (D^2 - d^2)}. \quad (30)$$

В расчете принимается объемный к.п.д. гидроцилиндра $\eta_{\text{оц}} = 1$, так как объемные потери в гидроцилиндрах практически отсутствуют, а механический $\eta_{\text{мц}}$ в рабочем диапазоне скоростей и нагрузок можно считать постоянным (если $\eta_{\text{мц}}$ по условию задачи не задан, то в расчете принимают $\eta_{\text{мц}} = 1$).

Из-за неравенства эффективных площадей поршня с его правой и левой стороны, расходы жидкости на входе и на выходе гидроцилиндра с односторонним штоком различны. Поэтому в расчете рекомендуется расход Q_2 выражать через расход Q_1 .

Для схемы на рис. 10а

$$Q_2 = Q_1 (D^2 - d^2) / D^2, \quad (31)$$

а для схемы на рис. 10б

$$Q_2 = Q_1 D^2 / (D^2 - d^2). \quad (32)$$

В гидроцилиндрах с двухсторонним штоком, когда эффективные площади с обеих сторон поршня равны, расходы на входе Q_1 и выходе Q_2 гидроци-

линдра одинаковы.

Из формул (24), (27) и (29) видно, что потери давления $\Delta p_{\text{з\o}}$ в гидродвигателе не зависят от расхода Q , в него поступающего, а определяются только внешней нагрузкой на его выходном звене и его конструктивными параметрами.

Поэтому в общем случае уравнение характеристики простого трубопровода, содержащего гидродвигатель, в соответствии с уравнением (22) можно представить в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{з\o}} + KQ^m. \quad (33)$$

В качестве примера рассмотрим трубопровод, схема которого приведена на рис. 11, и получим его характеристику.

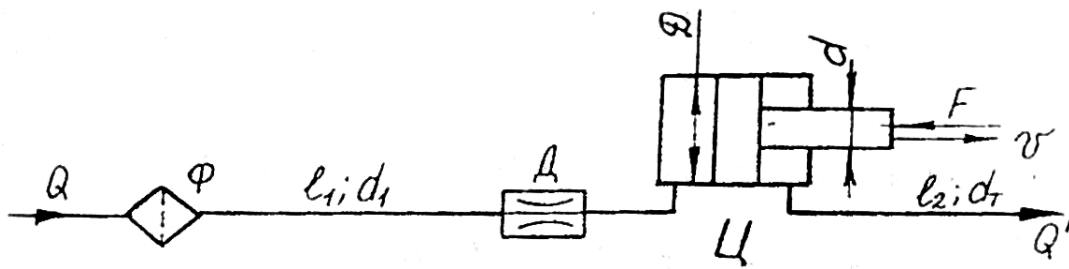


Рис. 11. Простой трубопровод, содержащий гидроцилиндр.

Трубопровод состоит из последовательно соединенных: фильтра Ф, дросселя Д, гидроцилиндра Ц и гидролиний, соединяющих эти элементы.

Заметим, что если для некоторого отрезка трубопровода длина l на схеме не указана, то при расчете потерями на трение на этом участке следует пренебречь.

Для упрощения принимаем, что режим течения жидкости в трубопроводе ламинарный, потери на фильтре Ф заданы эквивалентной длиной в виде $l_{\text{эФ}} = 300d_T$, потери на дросселе Д заданы площадью проходного сечения $S_{\text{дп}}$ и коэффициентом расхода $\mu_{\text{дп}}$.

Так как все элементы в трубопроводе включены последовательно, то потери при этом складываются и тогда в общем виде получим:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\text{Ф}} + \Delta p_{\text{мп1}} + \Delta p_{\text{дп}} + \Delta p_{\text{Ц}} + \Delta p_{\text{мп2}}. \quad (34)$$

Если в формулу (34) подставить значение $\Delta p_{\text{Ц}}$ по формуле (27), $\Delta p_{\text{Ф}}$ по формуле (21), $\Delta p_{\text{дп}}$ по формуле (20), а $\Delta p_{\text{мп1}}$ и $\Delta p_{\text{мп2}}$ по формуле (18), то получим:

$$\Delta p_{\Sigma} = \frac{128\nu l_{\text{эФ}}\rho}{\pi d_T^4} Q + \frac{128\nu l_1\rho}{\pi d_T^4} Q + \frac{\rho}{2\mu_{\text{дп}}^2 S_{\text{дп}}^2} Q^2 + \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{\text{мЦ}}} + \frac{128\nu l_2\rho}{\pi d_T^4} Q'. \quad (35)$$

Поскольку в нашем случае в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр с односторонним штоком, то $Q \neq Q'$, а, следовательно, функцию от двух аргументов (35) необходимо привести к одному аргументу Q , используя формулу (31). После преобразований получим характеристику трубопровода в следующем виде:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\Pi} + \left(K_1 + K_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2} \right) Q + K_3 Q^2, \quad (36)$$

где: $\Delta p_{\Pi} = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{m\Pi}}$, $K_1 = \frac{128\nu(l_{\text{ЭФ}} + l_1)\rho}{\pi d_T^4}$, $K_2 = \frac{128\nu l_2 \rho}{\pi d_T^4}$, $K_3 = \frac{\rho}{2\mu_{\text{др}}^2 S_{\text{др}}^2}$.

После вычисления значений постоянных величин Δp_{Π} , K_1 , K_2 и K_3 , входящих в уравнение (36), по известным значениям F , D , d , $\eta_{m\Pi}$, l_1 , l_2 , d_T , $l_{\text{ЭФ}}$, $\mu_{\text{др}}$, $S_{\text{др}}$, ν и ρ , можно, задаваясь 4 ÷ 5 значениями Q , построить в координатах $p-Q$ характеристику данного трубопровода (см. рис. 12).

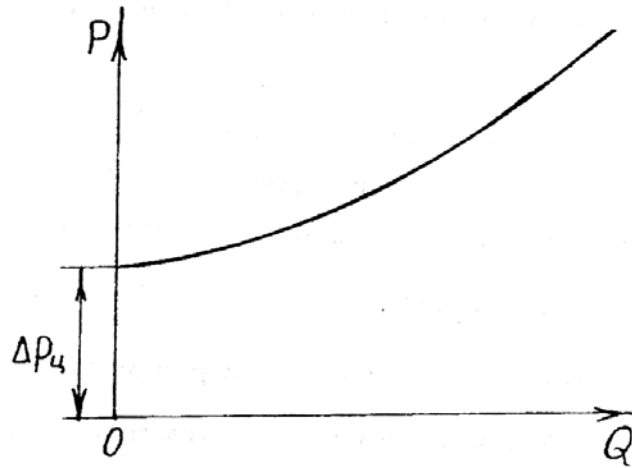


Рис. 12. Характеристика трубопровода, содержащего гидродвигатель.

Заметим, что если функция (36) получилась линейной, то характеристику строят по двум значениям Q , одно из которых, как правило, $Q = 0$.

2.3. Характеристика сложного трубопровода

Сложный трубопровод следует рассматривать как соединение нескольких простых трубопроводов. Тогда задача построения характеристики сложного трубопровода сводится к построению в координатах $p-Q$ характеристик простых трубопроводов, входящих в соединение, и последующему графическому сложению этих характеристик.

Графическое сложения характеристик простых трубопроводов осуществляется в соответствии со следующими системами уравнений, характеризующими данное соединение:

* для последовательного соединения 1, 2, ..., n трубопроводов

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n \\ \Delta p_{\Sigma} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n \end{cases} \quad (37)$$

* для параллельного соединения 1, 2, ..., n трубопроводов

$$\begin{cases} Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \\ \Delta p_1 = \Delta p_2 = \dots = \Delta p_n \end{cases} \quad (38)$$

Из соотношений (37) и (38) следует, что сложение характеристик трубопроводов в координатах $p-Q$ при их последовательном соединении происходит по вертикали (вдоль оси P), а при параллельном - по горизонтали (вдоль оси Q).

Если сложный трубопровод включает в себя участки параллельного и последовательного соединения простых трубопроводов, то сначала необходимо построить суммарные характеристики участков с параллельным соединением, а затем общую суммарную характеристику всего трубопровода представить в виде суммы характеристик последовательных соединений.

В качестве примера рассмотрим трубопровод, представленный на рис. 13.

Трубопровод 1 в т. L разветвляется на два параллельных трубопровода 2 и 3, которые в т. N снова соединяются в общий трубопровод 4.

Таким образом, сложный трубопровод можно представить в виде параллельно-последовательного соединения простых трубопроводов 1, 2, 3, 4 со следующими известными параметрами: $l_1, l_2, l_3, d_1, d_2, d_3, l_{\Sigma\Phi}, \mu_{\partial p}, S_{\partial p}$. Кроме того, должны быть заданы значения момента на валу гидромотора M , его рабочий объем V_{Γ} и механический к.п.д. $\eta_{m\Gamma}$, а также параметры рабочей жидкости ν и ρ .

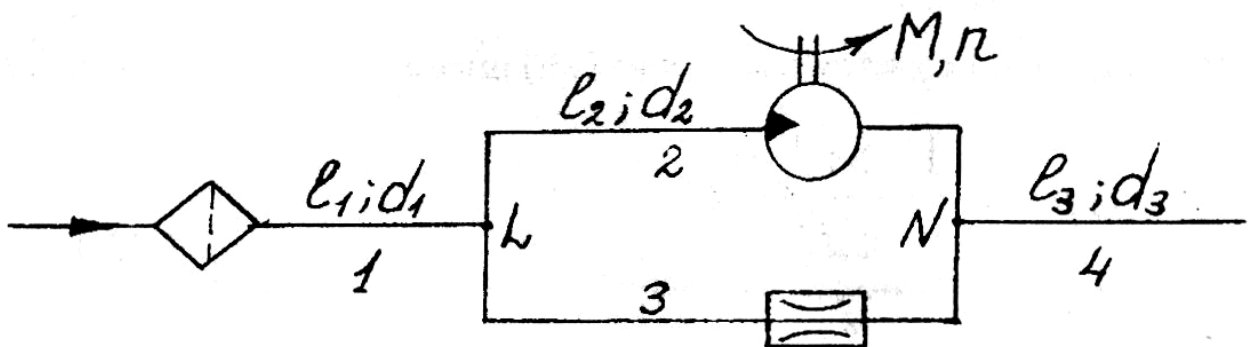


Рис. 13. Схема сложного трубопровода.

Для упрощения принимаем, что во всех трубопроводах при максимально возможных расходах режим течения ламинарный.

Вначале получаем характеристики каждого из простых трубопроводов.

Для трубопровода 1 согласно выражениям (18) и (21) имеем:

$$\Delta p_1 = \underbrace{\frac{128 \nu (l_{\text{ЭФ}} + l_1) \rho}{\pi d_1^4}}_{K_1} Q. \quad (39)$$

Для трубопровода 2 с учетом выражений (24) и (18) имеем:

$$\Delta p_2 = \underbrace{\frac{2 \pi M}{V_{\Gamma} \eta_{M\Gamma}}}_{\Delta p_{\Gamma}} + \underbrace{\frac{128 \nu l_2 \rho}{\pi d_2^4}}_{K_2} Q. \quad (40)$$

Для трубопровода 3 с учетом выражения (20) имеем:

$$\Delta p_3 = \underbrace{\frac{\rho}{2 \mu_{\partial p}^2 S_{\partial p}^2}}_{K_3} Q^2. \quad (41)$$

Для трубопровода 4 с учетом выражения (18) имеем:

$$\Delta p_4 = \underbrace{\frac{128 \nu l_3 \rho}{\pi d_3^4}}_{K_4} Q. \quad (42)$$

После определения постоянных величин Δp_{Γ} , K_1 , K_2 , K_3 и K_4 , входящих в уравнения (39) ÷ (42), строят эти зависимости в координатах $p-Q$ (см. рис. 14).

Получение суммарной характеристики начинается со сложения характеристик параллельно включенных трубопроводов 2 и 3 по горизонтали (вдоль оси Q), заменяя эти характеристики одной суммарной характеристикой параллельного участка. Очевидно, что в диапазоне изменения давления от нуля до Δp_{Γ} суммарная характеристика совпадает с кривой 3, так как в этом диапазоне абсцисса характеристики 2 равна нулю, а, начиная с точки D , уже получается в результате суммирования соответствующих абсцисс характеристик 2 и 3. Например, при ординате p' т. E получается как сумма отрезков m и n . Таким образом, задаваясь несколькими значениями p , строим суммарную характеристику параллельного участка $\Sigma_{2,3}$.

Теперь сложный трубопровод можно представить состоящим из последовательно соединенных участков с характеристиками 1, 4 и $\Sigma_{2,3}$, и, следовательно, для получения характеристики всего сложного трубопровода необходимо сложить эти характеристики по вертикали (вдоль оси p).

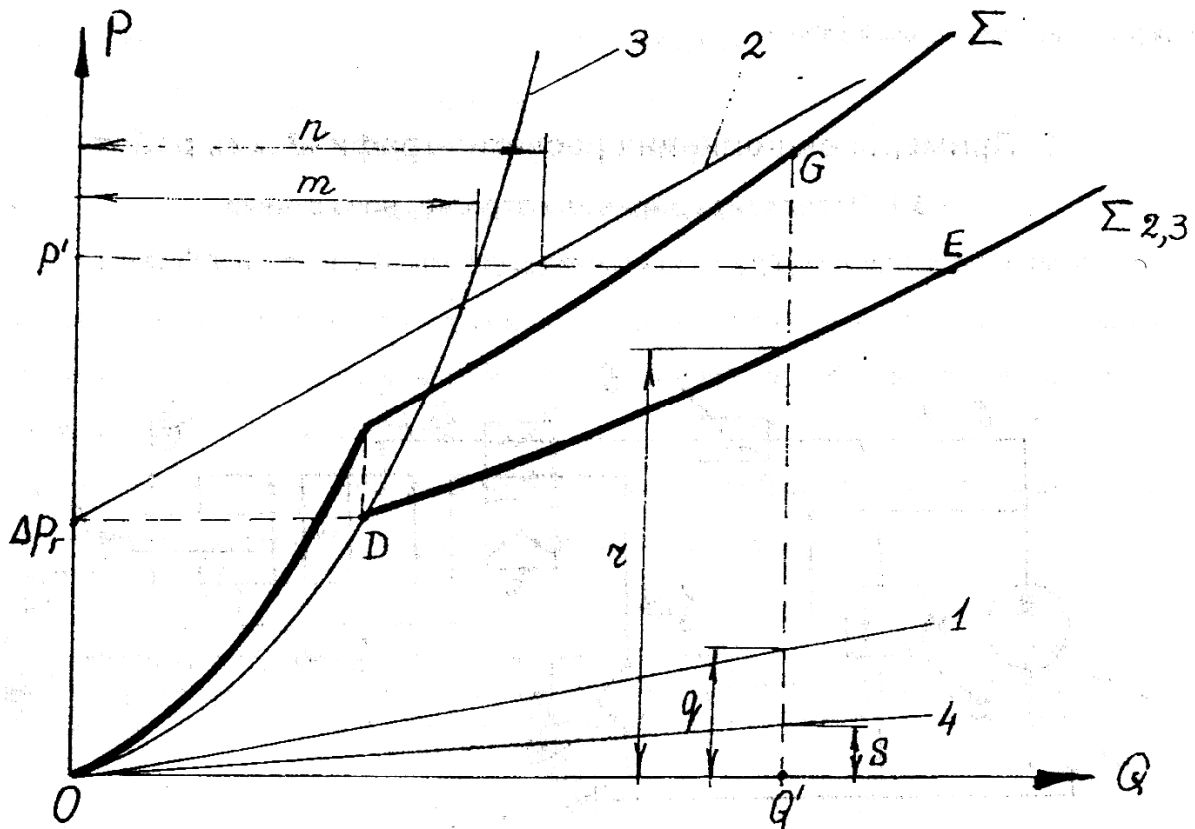


Рис. 14. Пример получения характеристики сложного трубопровода.

Так, например, выбрав на оси абсцисс произвольное значение расхода Q' , т. G , принадлежащая суммарной характеристике, получается суммированием отрезков s , q и r , т.е. соответствующих ординат характеристик 4, 1 и $\Sigma_{2,3}$. Таким образом, задаваясь значениями Q , строят общую суммарную характеристику Σ . При этом, с целью получения более точного результата, рекомендуется при наличии на какой-либо из зависимостей, участвующих в сложении, точки перелома характеристики, подобной т. D , провести одну из вертикалей через эту точку.

Итак, рассмотрев методику построения характеристик насосных установок различных типов и характеристик различных трубопроводов, перейдем к конкретным примерам выполнения расчетно-графической работы.

3. Примеры выполнения расчетно-графических работ

3.1. Расчет гидропривода строгального станка

На рис.15 представлена упрощенная схема гидропривода строгального станка.

Насос 1 с переливным клапаном 2 образуют насосную установку, которая подает рабочую жидкость из бака 3 к гидроцилиндру 4, обеспечивающего дви-

жение режущего инструмента. Скорость движения поршня гидроцилиндра V_{Π} регулируется за счет изменения проходного сечения регулируемого гидродросселя 5, а реверс движения обеспечивается переключением гидрораспределителя 6. Для очистки рабочей жидкости в систему включен фильтр 7.

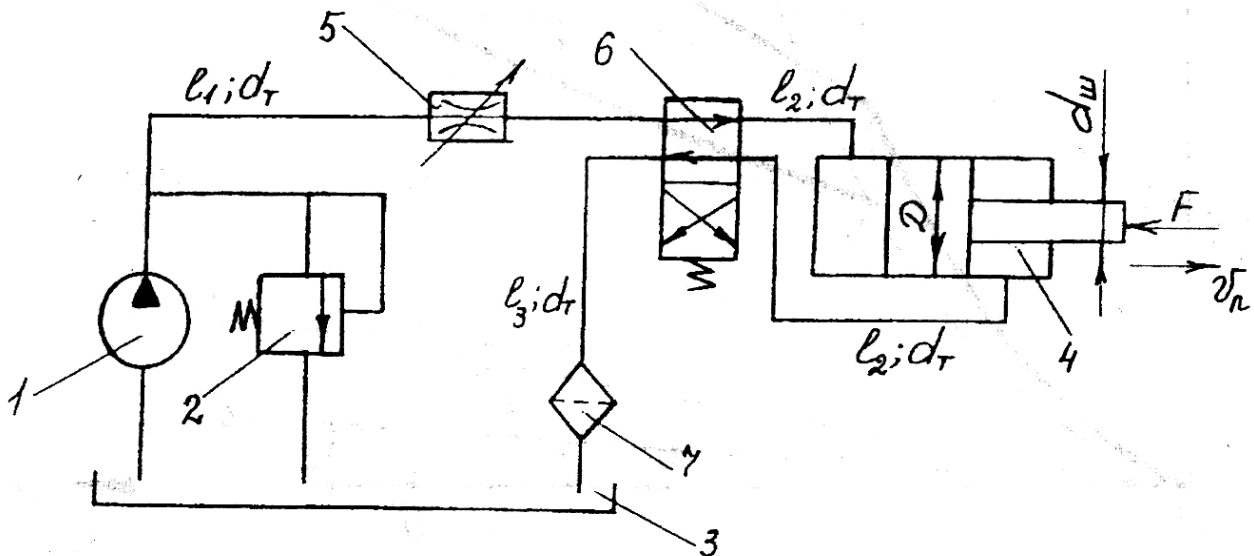


Рис. 15. Схема гидропривода строгального станка.

Дано: Усилие резания $F = 8$ кН, размеры гидроцилиндра - $D = 50$ мм, $d_{ш} = 30$ мм; параметры трубопроводов - $l_1 = 3$ м, $l_2 = 1,5$ м, $l_3 = 4$ м, $d_T = 10$ мм; эквивалентные длины - фильтра $l_{\Phi} = 200 \cdot d_T$ и каждого канала распределителя $l_{\text{эр}} = 150 \cdot d_T$; параметры гидродросселя - площадь проходного сечения $S_{\text{др}} = 5$ мм² и коэффициент расхода $\mu_{\text{др}} = 0,7$; параметры насоса - рабочий объем $V_n = 10$ см³, частота вращения вала $n_n = 1460$ об/мин, объемный к.п.д. $\eta_{on} = 0,85$ при $p = 7$ МПа, механический к.п.д. $\eta_{mn} = 0,9$; характеристика переливного клапана - $p_{\text{к min}} = 5$ МПа при $Q_{\text{кл}} = 0$ и $K_{\text{к}} = 0,004$ МПа·с/см³; параметры рабочей жидкости - кинематическая вязкость $\nu = 0,2$ см²/с и плотность $\rho = 800$ кг/м³.

Определить:

- скорость движения штока гидроцилиндра;
- мощность, потребляемую гидроприводом;
- коэффициент полезного действия гидропривода.

Решение

Первым шагом решения является замена принципиальной схемы гидропривода эквивалентной схемой, в которой в условном виде с использованием любых символов представляют все виды гидравлических сопротивлений.

На рис. 16 представлен один из возможных вариантов такой эквивалентной схемы, полученной по принципиальной схеме рассматриваемого гидропривода (см. рис. 15).

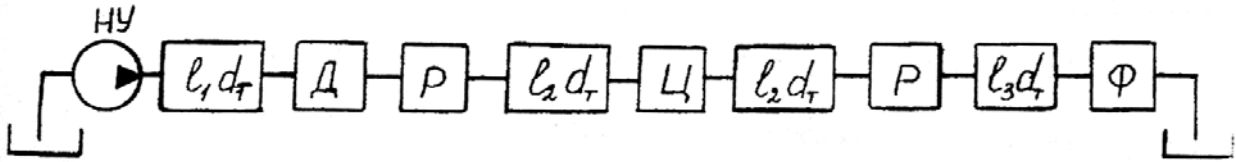


Рис. 16. Эквивалентная схема гидропривода.

Из эквивалентной схеме (рис. 16) видно, что поток рабочей жидкости от насосной установки НУ по трубопроводу l_1 , подходит к дросселю Д, а затем через один из каналов распределителя Р и трубе l_2 к гидроцилиндру Ц. Из гидроцилиндра по такой же трубе l_2 через другой канал распределителя Р, трубу l_3 и фильтр Ф сливается в гидробак.

Таким образом, схема гидропривода представляет собой ряд последовательно соединенных элементов (гидравлических сопротивлений) и это определяет дальнейший ход решения:

- а) выбор масштаба и построение характеристики насосной установки;
- б) составление общего уравнения характеристики трубопровода;
- в) определение коэффициентов уравнения и построение этой характеристики;
- г) нахождение рабочей точки гидросистемы и ответ на поставленные вопросы.

а) Учитывая линейность характеристик объемного насоса и переливного клапана (раздел 1.2) находим по две точки на этих характеристиках.

Для насоса - первая точка А: при $p = 0$, $Q = Q_T = V_n n_n = 243 \text{ см}^3/\text{с}$;

вторая точка А': при $p = 7 \text{ МПа}$, $Q' = Q_T \eta_{он} = 207 \text{ см}^3/\text{с}$.

Для клапана - первая точка: при $Q_{кл} = 0$, $p_k = p_{к\min} = 5 \text{ МПа}$;

вторая точка К: при $Q_{кл} = 200 \text{ см}^3/\text{с}$,

$$p_k = p_{к\min} + K_{\kappa} Q_{\kappa\text{л}} = 5.8 \text{ МПа}.$$

По найденным координатам строим характеристики насоса (линия 1) и переливного клапана (линия 2) (см. рис. 17), проводим их графическое сложение, выполняя условие (10) и получаем характеристику насосной установки (ломаная линия АВС).

б) На основании эквивалентной схемы (рис. 14) уравнение характеристики трубопровода можно представить в виде:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{m_{p1}} + \Delta p_{dp} + \Delta p_p + \Delta p_{m_{p2}} + \Delta p_{\text{Ц}} + \Delta p'_{m_{p2}} + \Delta p'_p + \Delta p'_{m_{p3}} + \Delta p'_{\Phi},$$

где штрих у величин потерь указывает на то, что потери давления в этих гидравлических сопротивлениях следует определять по расходу рабочей жидкости на выходе гидроцилиндра, который, как указывалось в разделе 2.2, отличается

от расхода, поступающего в гидроцилиндр. В расчете при этом следует использовать формулу (22).

Для оценки возможного режима течения жидкости в трубопроводе определяем число Re по максимально возможному расходу в нем $Q_{\max} = Q_T$

$$Re = \frac{4Q_T}{\pi d_T \nu} = \frac{4 \cdot 243 \text{ см}^3/\text{с}}{3.14 \cdot 1 \text{ см} \cdot 0.2 \text{ см}^2/\text{с}} = 1547 < Re_{кр}.$$

Следовательно в трубопроводе возможен только ламинарный режим течения жидкости и поэтому уравнение характеристики трубопровода, по аналогии с уравнением (36), примет вид:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\Pi} + \left(K_1 + K_2 \frac{D^2 - d_w^2}{D^2} \right) Q + K_3 Q^2,$$

где: $\Delta p_{\Pi} = \frac{4F}{\pi D^2}$

η_{Π} по условию задачи не задан, поэтому принимаем $\eta_{\Pi} = 1$.

$$K_1 = \frac{128 \nu (l_1 + l_2 + l_{\text{Эр}}) \rho}{\pi d_T^4}; \quad K_2 = \frac{128 \nu (l_2 + l_{\text{Эр}} + l_3 + l_{\text{ЭФ}}) \rho}{\pi d_T^4}; \quad K_3 = \frac{\rho}{2 \mu_{\text{оп}}^2 S_{\text{оп}}^2}.$$

в) Подставив данные из условия задания, получим:

$$\Delta p_{\Pi} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3.14 \cdot (50 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2} = 4.07 \cdot 10^{-6} \text{ Па} = 4.07 \text{ МПа};$$

$$K_1 = \frac{128 \cdot 0.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} \cdot (3 \text{ м} + 1.5 \text{ м} + 150 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}) \cdot 800 \text{ кг}/\text{м}^3}{3.14 \cdot (10 \cdot 10^{-3} \text{ м})^4} = 390 \cdot 10^6 \text{ кг}/\text{м}^4 \text{ с};$$

аналогично K_1 , получим $K_2 = 586 \cdot 10^6 \text{ кг}/\text{м}^4 \text{ с};$

$$K_3 = \frac{800 \text{ кг}/\text{м}^3}{2 \cdot 0.7^2 \cdot (5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2)^2} = 32.7 \cdot 10^{12} \text{ кг}/\text{м}^7.$$

Уравнение нелинейное поэтому построение характеристики проводим по 5 точкам, задавая значение Q в пределах $0 - Q_T$.

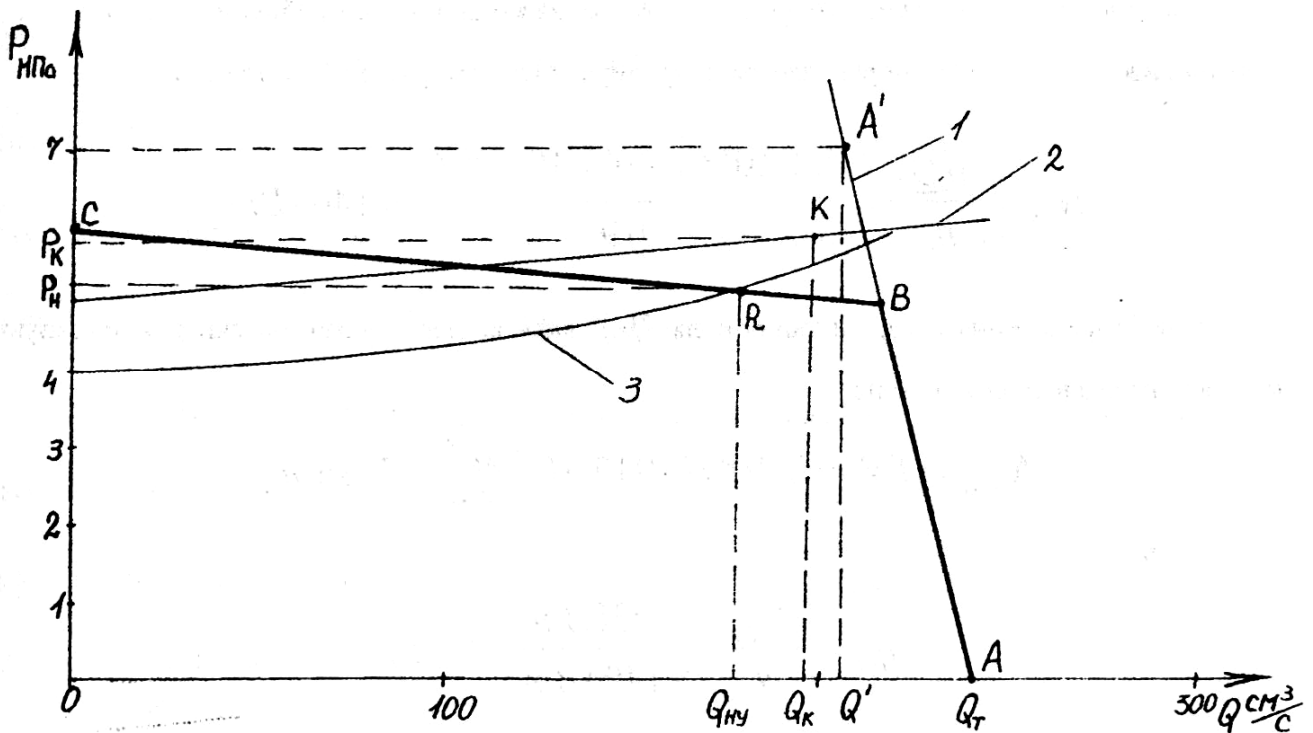


Рис. 17. График, полученный по результатам расчета.

Результаты расчетов рекомендуется свести в таблицу произвольной формы. Ниже приведен пример такой таблицы.

$Q \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right]$	0	$50 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$	$150 \cdot 10^{-6}$	$200 \cdot 10^{-6}$
$p \text{ [МПа]}$	4.07	4.13	4.41	4.86	5.47

По данным таблицы строится характеристика трубопровода (кривая 3 на рис. 17).

г) Пересечение линий BC и 3 дает рабочую точку гидросистемы R с координатами $Q_{\text{нy}} \cong 180 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}$ и $p_{\text{н}} \cong 5.2 \text{ МПа}$.

Отсюда получаем ответы на поставленные в задании вопросы:

- так как подача насосной установки $Q_{\text{нy}}$ согласно эквивалентной расчетной схеме целиком поступает в гидроцилиндр, то скорость движения его штока определяется по формуле (28) (в соответствии с рекомендациями принимаем объемный к.п.д. гидроцилиндра $\eta_{o\text{ц}} = 1$)

$$V = \frac{4Q_{\text{нy}}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}}{3.14 \cdot (5 \text{ см})^2} = 9.17 \frac{\text{см}}{\text{с}};$$

- мощность, потребляемая гидроприводом, равна мощности, потребляемой насосной установкой, и в данном случае определяется по формуле (13) (см. раздел 1.4), то есть

$$N_{ex} = \frac{p_n Q_T}{\eta_{MH}} = \frac{5.2 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 243 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}}{0.9} = 1404 \text{ Вт},$$

- для определения к.п.д. гидропривода $\eta_{ГП}$ вначале необходимо рассчитать полезную мощность на его выходном звене

$$N_{вых} = FV = 8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot 9.17 \cdot 10^{-2} \text{ м/с} = 738 \text{ Вт},$$

тогда

$$\eta_{ГП} = \frac{N_{вых}}{N_{ex}} = \frac{738 \text{ Вт}}{1404 \text{ Вт}} = 0.52.$$

3.2. Гидропривод подъемного механизма.

В гидроприводе, упрощенная схема которого представлена на рис. 18 регулируемый насос 1 подает рабочую жидкость из гидробака 2 через дроссель 3 к двум гидромоторам 4 и 5, а от них через фильтр 6 обратно в гидробак 2. Выходные валы гидромоторов через механические редукторы 7 связаны со шкивами 8, на которые наматываются тросы с подвешенными грузами.

Дано: Веса грузов $G_1 = 2,2 \text{ кН}$ и $G_2 = 2,1 \text{ кН}$; параметры насоса - максимальный рабочий объем $V_{nmax} = 30 \text{ см}^3$, частота вращения вала $n_n = 25 \text{ об/с}$, коэффициент объемных утечек $K_{он} = 0,003 \text{ МПа}^{-1}$, механический к.п.д. $\eta_{MH} = 0,9$; параметры регулятора подачи -

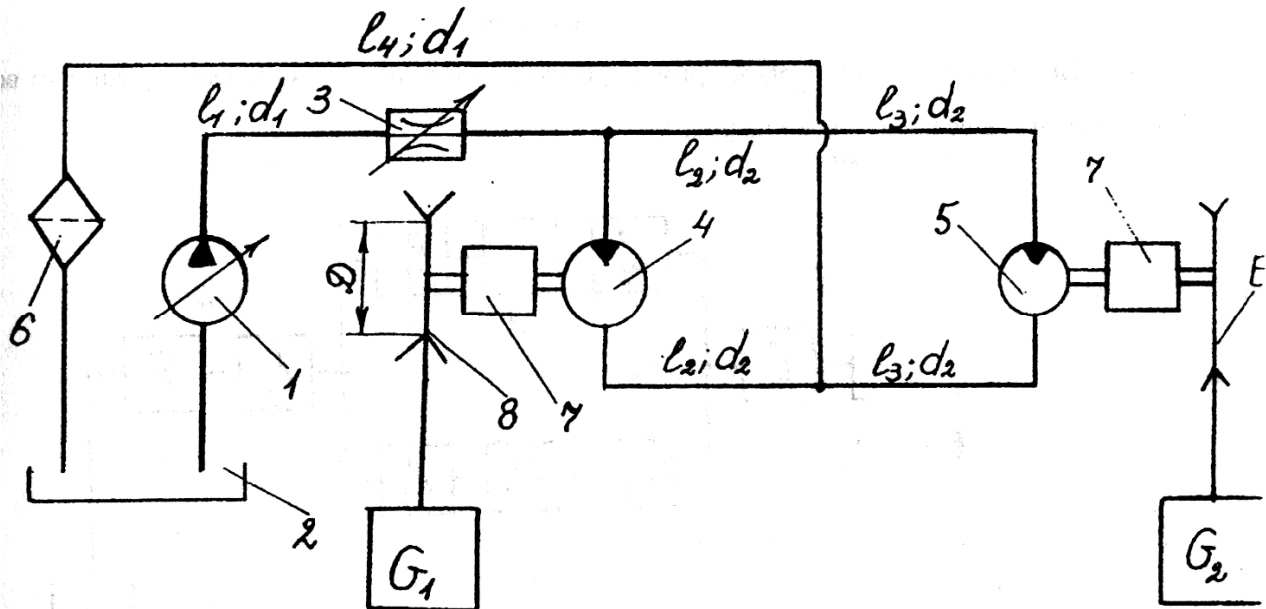


Рис. 18. Схема гидропривода подъемного механизма.

давление настройки $p_{pmin} = 4,85 \text{ МПа}$, $K_p = 0,001 \text{ м}^3/\text{МПа} \cdot \text{с}$; размеры гидравлических линий - $d_1 = d_2 = 0,8 \text{ см}$, $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = l_3 = 8,5 \text{ м}$, $l_4 = 3 \text{ м}$; коэффициент сопро-

тивления фильтра $\zeta_\phi = 5$; параметры гидродресселя - площадь проходного сечения $S_{\text{др}} = 14 \text{ мм}^2$, коэффициент расхода $\mu_{\text{др}} = 0,7$; параметры гидромоторов - рабочий объем $V_\Gamma = 32 \text{ см}^3$, механический к.п.д. $\eta_{\text{мГ}} = 0,9$, коэффициент объемных утечек $K_{\text{оГ}} = 0,03 \text{ 1/МПа}$; передаточное отношение механического редуктора $i = n_{\text{вх}}/n_{\text{вых}} = 40$, диаметр шкива $D = 0,5 \text{ м}$; параметры рабочей жидкости - кинематическая вязкость $\nu = 0,14 \text{ см}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Принять, что в трубах с диаметром d_1 - режим течения турбулентный и $\lambda = 0,04$, а с диаметром d_2 - ламинарный.

Определить:

- скорость подъема грузов;
- мощность, потребляемую гидроприводом;
- коэффициент полезного действия гидропривода.

Решение

Во-первых, как и в первом примере, составляем эквивалентную схему. Один из возможных вариантов ее представлен на рис. 19.

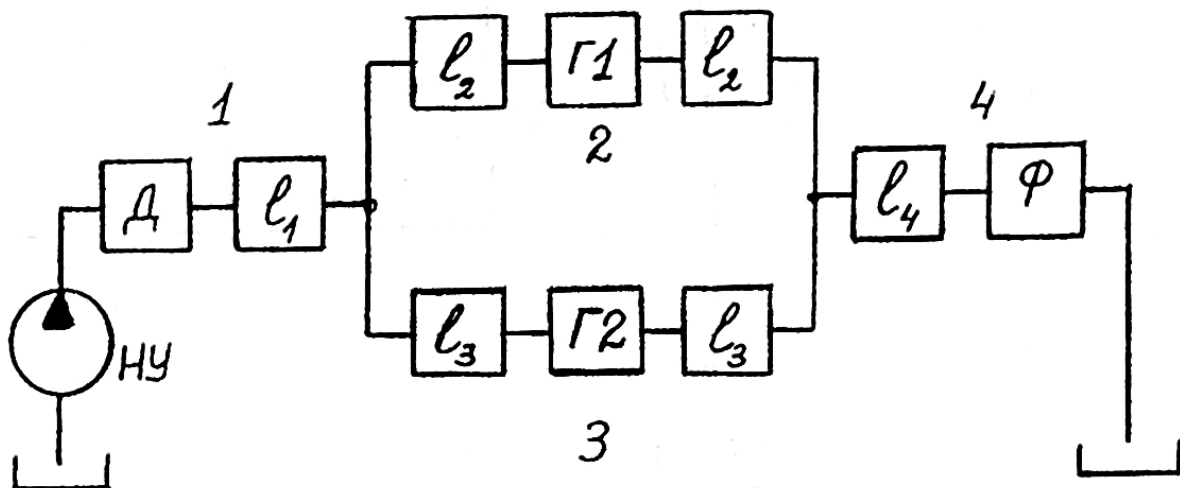


Рис. 19. Эквивалентная схема гидропривода подъемного механизма.

Из рассмотрения расчетной схемы ясно, что гидропривод подъемного механизма представляет собой сложный трубопровод с последовательно-параллельным соединением отдельных участков (простых трубопроводов) 1, 2, 3 и 4. Из этого следует и дальнейший ход решения задачи:

- а) выбор масштаба и построение характеристики насосной установки;
- б) составление уравнений характеристик для каждого простого трубопровода, входящего в соединение, и определение их коэффициентов;
- в) построение характеристик простых трубопроводов и получение суммарной характеристики всего сложного трубопровода;
- г) определение рабочей точки, выполнение дополнительных графических построений и аналитических операции для ответа на поставленные в задании вопросы.

а). Учитывая линейность характеристик насоса и насосной установки с регулятором рабочего объема насоса, построение каждой из них проводим по двум точкам в соответствии с изложенной методикой (см. раздел 1.3).

Для насоса - первая точка A : при $p = 0$,

$$Q = Q_{T\max} = V_{n\max} n_n = 0.75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

- вторая точка A' определяется для произвольно выбранного значения давления:

$$\text{при } p'_n = 6 \text{ МПа},$$

$$Q' = Q_{T\max} \eta_{o_n} = Q_{T\max} (1 - K_{o_n} p'_n) = 0.615 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Соединяя точки A и A' прямой, получаем характеристику насоса (линия 1 на рис. 20).

Для насосной установки с регулятором

- первая точка B - это точка пересечения горизонтали, соответствующей давлению настройки регулятора $p_{p\min} = 4,85 \text{ МПа}$, с характеристикой насоса (линия 1 на рис. 20), подача насосной установки при этом равна $Q'_{ny} = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

- вторая точка B' - ее координаты определяются по формуле (12), зная Q'_{ny} и произвольно задаваясь давлением на выходе насоса,

$$\text{при } p''_n = 5.25 \text{ МПа}, \quad Q''_{ny} = Q'_{ny} - K_p (p_n - p_{p\min}) = 0.25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проведя прямую через точки B и B' до пересечения с осью ординат в точке C , получаем характеристику насосной установки (ломанная линия ABC на рис. 20).

б). Составление уравнений характеристик простых трубопроводов (участков 1, 2, 3 и 4) базируется на заданном условии: на участках 1 и 4 - режим течения турбулентный, а на участках 2 и 3 - ламинарный. Отсюда:

- для 1-го участка: $\Delta p_1 = \Delta p_{mp1} + \Delta p_{op}$, с учетом (15) и (20), получим

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{8l_1 \rho}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \frac{\rho}{2\mu_{op}^2 S_{op}^2} Q^2 = K_1 Q^2;$$

- для 2-го участка: $\Delta p_2 = 2\Delta p_{mp2} + \Delta p_{\Gamma 1}$, с учетом (21) и (24), получим

$$\Delta p_2 = 2 \frac{128 \nu l_2 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_1}{V_{\Gamma} \eta_{m\Gamma}} = K_2 Q + \Delta p_{\Gamma 1};$$

- для 3-го участка: $\Delta p_3 = 2\Delta p_{mp3} + \Delta p_{\Gamma 2}$, с учетом (21) и (24), получим

$$\Delta p_3 = 2 \frac{128 \nu l_3 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_2}{V_{\Gamma} \eta_{m\Gamma}} = K_3 Q + \Delta p_{\Gamma 2}$$

- для 4-го участка: $\Delta p_4 = \Delta p_{mр4} + \Delta p_\phi$, с учетом (15) и (19), получим

$$\Delta p_4 = \lambda \frac{8l_4\rho}{\pi^2 d_1^5} Q^2 + \zeta_\phi \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4} Q^2 = K_4 Q^2$$

В этих уравнениях значение M_1 и M_2 (моменты на валах гидромоторов 4 и 5 соответственно), которые для данной задачи равны

$$M_1 = G_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}, \quad M_2 = G_2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}.$$

Заметим, что участки 1 и 4 включены последовательно, поэтому для них можно написать общее уравнение $\Delta p_{1,4} = \Delta p_1 + \Delta p_4$, построить характеристику $\Delta p_{1,4} = (K_1 + K_4)Q^2$, и не проводить в дальнейшем их графического сложения.

Определение коэффициентов полученных уравнений.

$$\Delta p_{Г1} = \frac{2\pi M_1}{V_{Г} \eta_{мГ}} = \frac{\pi F_1 D}{V_{Г} \eta_{мГ} i} = \frac{3.14 \cdot 2.2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot 0.5 \text{ м}}{30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \cdot 0.9 \cdot 40} = 3.2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3.2 \text{ МПа};$$

аналогично $\Delta p_{Г2} = 3.05 \text{ МПа}$;

Так как по условию $l_2 = l_3$, то

$$K_2 = K_3 = \frac{2 \cdot 128 \cdot 0.14 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \cdot 8.5 \text{ м} \cdot 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{3.14 \cdot (0.8 \cdot 10^{-2} \text{ м})^4} = 2.13 \cdot 10^9 \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \text{ с}}.$$

$$\begin{aligned} (K_1 + K_4) &= \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4} \left(\lambda \frac{l_1 + l_4}{d_1} + \zeta_\phi \right) + \frac{\rho}{2\mu_{\text{оп}}^2 S_{\text{оп}}^2} = \\ &= \frac{8 \cdot 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{3.14^2 \cdot (0.8 \cdot 10^{-2} \text{ м})^4} \cdot \left(0.04 \cdot \frac{5 \text{ м} + 3 \text{ м}}{0.8 \cdot 10^{-2} \text{ м}} + 5 \right) + \frac{900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{2 \cdot (0.7 \cdot 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2)^2} = 12.7 \cdot 10^{12} \frac{\text{кг}}{\text{м}^7} \end{aligned}$$

Поскольку характеристики 2 и 3 участков линейны, для их построения достаточно двух точек, например, при $Q = 0$ и $Q = 0.5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Для построения нелинейной характеристики $\Delta p_{1,4} = \phi(Q)$ рекомендуется определить 5-6 точек, задаваясь произвольными значениями Q в интервале $0 - Q_{T\text{max}}$.

Окончательные результаты расчетов заносим в таблицу.

Q [м ³ /с]	0	$0.2 \cdot 10^{-3}$	$0.3 \cdot 10^{-3}$	$0.4 \cdot 10^{-3}$	$0.5 \cdot 10^{-3}$	$0.6 \cdot 10^{-3}$
Δp_2 [МПа]	3.2				4.27	
Δp_3 [МПа]	3.05				4.12	
$\Delta p_{1,4}$ [МПа]	0	0.51	1.14	2.03	3.18	4.57

в). По данным таблицы на графике (рис. 20) строим характеристики $\Delta p_2 = \varphi_1(Q)$, $\Delta p_3 = \varphi_2(Q)$ и $\Delta p_{1,4} = \varphi_3(Q)$.

Затем по правилам графического сложения характеристик параллельных участков (вдоль оси Q), получаем суммарную характеристику участков 2 и 3 (ломаная линия $\Sigma_{2,3}$).

На следующем этапе проводим графическое суммирование полученной характеристики (линия $\Sigma_{2,3}$) с характеристикой $\Delta p_{1,4} = \varphi_3(Q)$ по оси p и в результате получаем суммарную характеристику всего сложного трубопровода (линия Σ).

Заметим, что при сложении прямых, достаточно провести сложение по двум точкам, а при сложении кривых или прямой с кривой необходимо $4 \div 5$ точек.

г). Пересечение полученной характеристики сложного трубопровода с характеристикой насосной установки определяет рабочую точку гидросистемы (точка R на рис. 20) с координатами $p_n = 5,25$ МПа и $Q_{ny} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Потребляемую гидроприводом мощность определим по методике, изложенной в разделе 1.4 для регулируемого насоса.

Для этого через точку R проводим прямую $A''R$ параллельно AB и определяем величину расхода $Q'_T = 0,485 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Отсюда, получим:

$$N_{\text{ex}} = \frac{p_n Q'_T}{\eta_{\text{мн}}} = \frac{5,25 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 0,485 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}}{0,9} = 2,83 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Для ответа на вопросы о скорости подъема грузов и коэффициенте полезного действия гидропривода, необходимо найти частоту вращения вала каждого гидромотора, т.е. найти значения расходов Q_2 и Q_3 в простых трубопроводах 2 и 3.

При этом исходят из того, что если графически построена зависимость $p = \varphi(Q)$, то по одной из известных координат легко находится другая.

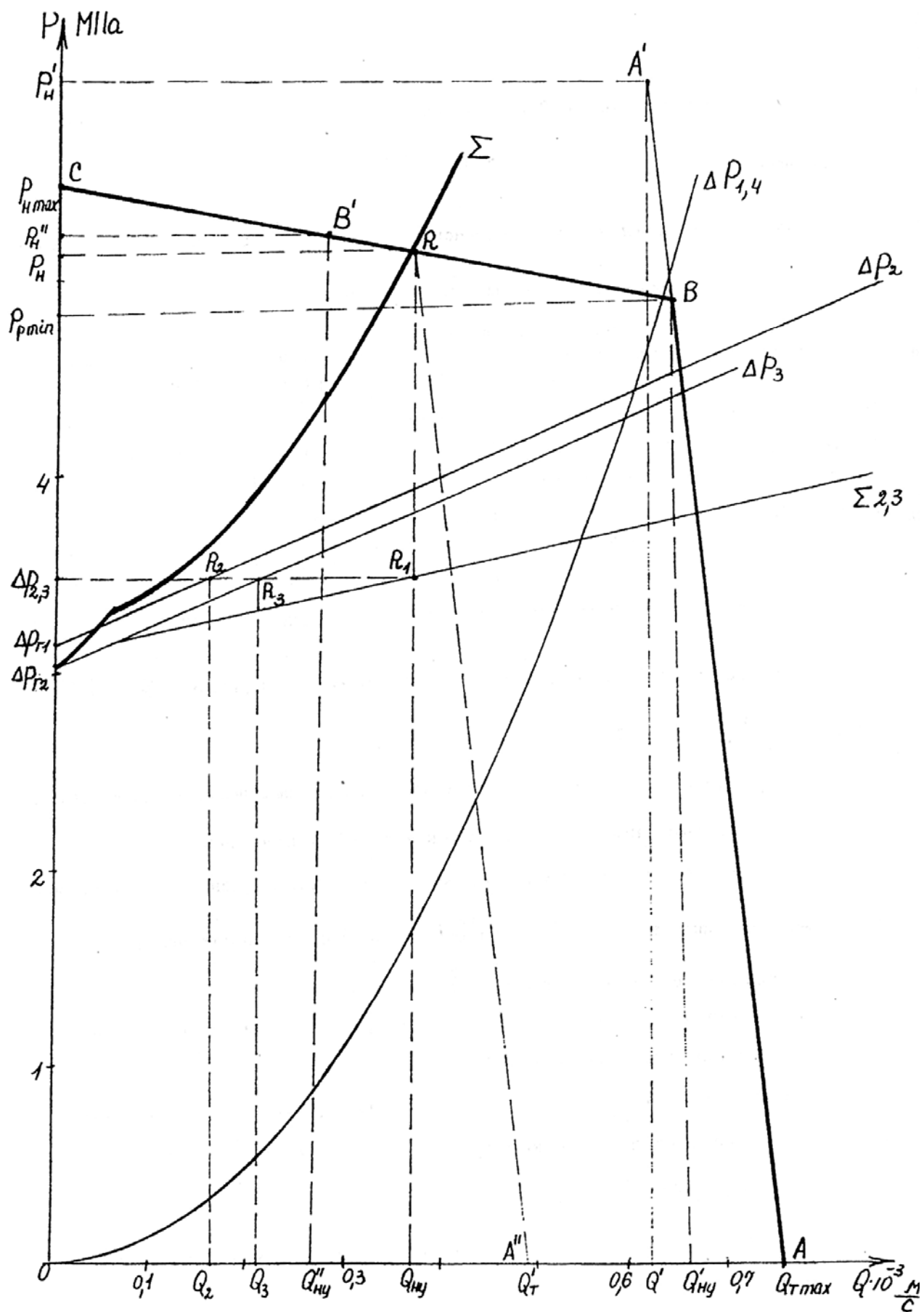


Рис. 20. График, полученный по результатам расчета.

Опустив вертикаль из т. R , соответствующую подаче насосной установки Q_{ny} , находим точку R_l пересечения этой вертикали с кривой $\Sigma_{2,3}$ и, следовательно, потерю давления на параллельных участках $\Delta p_{2,3} = \Delta p_2 = \Delta p_3$.

Проведя горизонталь через т. R_l , соответствующую потерям давления $\Delta p_2 = \Delta p_3$, находим точки пересечения этой прямой с зависимостями $\Delta p_2 = \varphi_1(Q)$ и $\Delta p_3 = \varphi_2(Q)$ (соответственно точки R_2 и R_3). Опустив вертикали из точек R_2 и R_3 , находим соответственно расходы $Q_2 = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ и $Q_3 = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

По известным расходам Q_2 и Q_3 с учетом передаточного отношения механического редуктора и размеров шкива определяем скорости подъема левого V_1 и правого V_2 грузов.

Из кинематики механизма подъема

$$V_i = \frac{\pi D Q_i}{V_{\Gamma i}} \eta_{o\Gamma i}, \quad \text{где } \eta_{o\Gamma i} = \frac{1}{1 + K_{o\Gamma} \Delta p_{\Gamma i}}.$$

Тогда, подставив соответствующие значения, получим:

$$V_1 = \frac{\pi D Q_1}{V_{\Gamma i} (1 + K_{o\Gamma} \Delta p_{\Gamma i})} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \text{ м} \cdot 0,17 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \cdot 40 \cdot \left(1 + 0,03 \frac{1}{\text{МПа}} \cdot 3,2 \text{ МПа}\right)} = 0,19 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

аналогично $V_2 = 0,224 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$

Полезная мощность, развиваемая гидроприводом, складывается из мощностей, затрачиваемых на подъем грузов

$$N_{\text{блх}} = G_1 V_1 + G_2 V_2 = 2,2 \text{ кН} \cdot 0,19 \frac{\text{м}}{\text{с}} + 2,1 \text{ кН} \cdot 0,224 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0,888 \text{ кВт}.$$

Коэффициент полезного действия гидропривода равен

$$\eta_{\Pi} = \frac{N_{\text{блх}}}{N_{\text{ex}}} = \frac{0,888 \text{ кВт}}{2,83 \text{ кВт}} = 0,314.$$

Варианты заданий

В условиях задач используются следующие условные обозначения:

n_H - частота вращения вала насоса;

V_H - рабочий объем насоса;

K_{OH} - коэффициент объемных потерь в насосе;

η_{MH} - механический к.п.д. насоса;

V_G - рабочий объем гидромотора;

K_{OG} - коэффициент объемных потерь в гидромоторе;

η_{MG} - механический к.п.д. гидромотора;

η_{MC} - механический к.п.д. гидроцилиндра;

K_P - коэффициент характеристики регулятора насоса;

$P_{P\min}$ - давление настройки регулятора насоса;

K_K - коэффициент характеристики переливного клапана;

$P_{K\min}$ - давление настройки переливного клапана;

l - фактическая длина трубопровода;

d - диаметр проходного сечения трубопровода;

λ - коэффициент потерь на трение по длине;

$l_{\text{Эф}}$ - длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в фильтре;

$l_{\text{Эр}}$ - длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в распределителе;

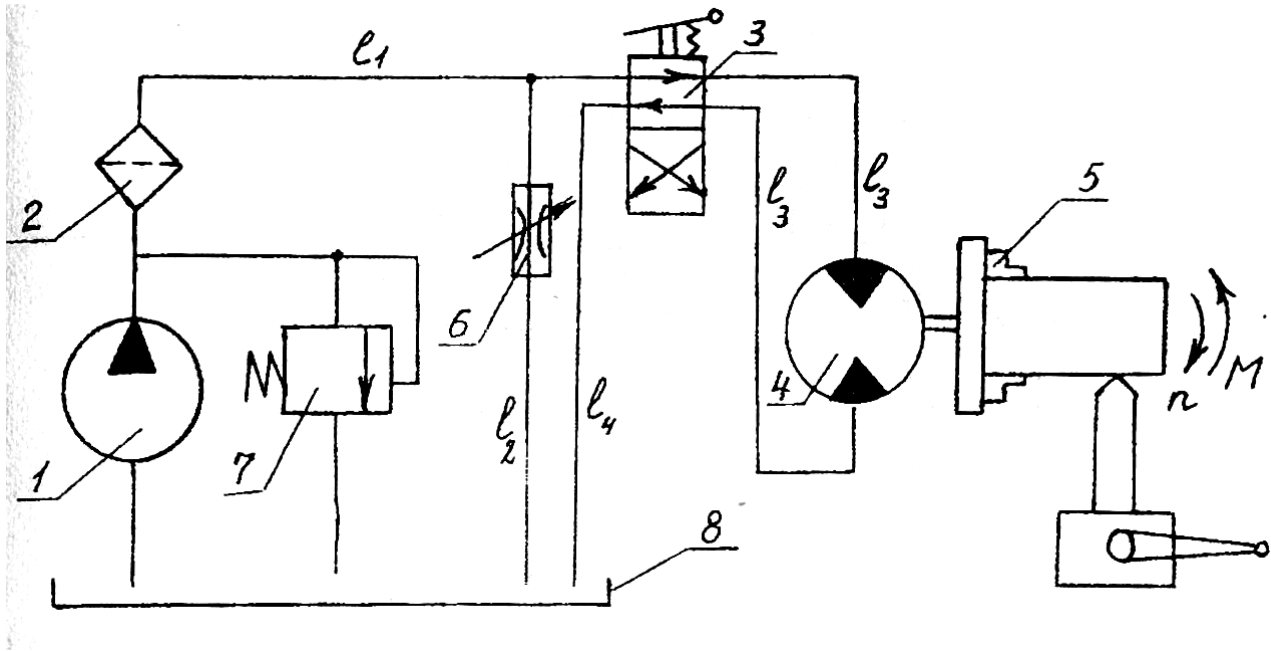
ζ - коэффициент потерь в местном сопротивлении;

$\mu_{\text{др}}$ - коэффициент расхода гидродросселя;

ν - кинематическая вязкость рабочей жидкости;

ρ - плотность рабочей жидкости.

4.1 Гидропривод главного движения токарного станка



В гидроприводе насос 1 подает рабочую жидкость через фильтр 2 и распределитель 3 к гидромотору 4, выходной вал которого связан со шпинделем токарного станка 5. Частота вращения шпинделя, нагруженного моментом M от усилия резания, регулируется за счет изменения площади проходного сечения ($S_{\text{др}}$) регулируемого гидродросселя 6. В гидроприводе используются также предохранительный клапан 7 и гидробак 8.

Определить: 1. Частоту вращения шпинделя (вала гидромотора).

2. Мощность, потребляемую гидроприводом, и его к.п.д.

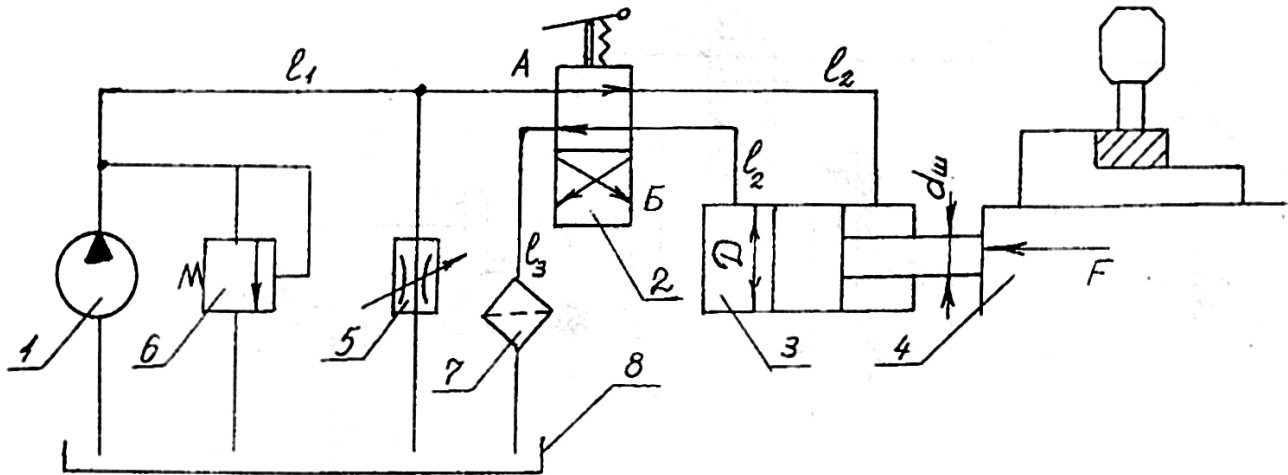
3. Максимально возможную при заданном моменте M частоту вращения шпинделя и к.п.д. гидропривода при этом.

Исходные данные для расчета: $V_H = 20 \text{ см}^3$, $n_H = 1500 \text{ об/мин}$, $K_{oH} = 0.02 \text{ 1/МПа}$, $\eta_{mH} = 0.9$, $V_G = 40 \text{ см}^3$, $K_{oG} = 0.01 \text{ 1/МПа}$, $\eta_{mG} = 0.9$, $d = 8 \text{ мм}$, $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 2.5 \text{ м}$, $l_3 = 2 \text{ м}$, $l_4 = 3 \text{ м}$, $l_{\text{эф}} = 300 \cdot d$, $l_{\text{эп}} = 200 \cdot d$, $\mu_{\text{др}} = 0.65$, $\nu = 0.4 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Величина момента M и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{\text{др}}$ берутся из таблицы в соответствии с номером варианта.

Вариант	1	2	3	4	5
M , Н·м	38	40	30	35	25
$S_{\text{др}}$, мм ²	2.5	2	5	4	3

4.2 Гидропривод стола фрезерного станка



В гидроприводе насос 1 подает рабочую жидкость через гидрораспределитель 2 к гидроцилиндру 3, шток которого связан со столом 4 фрезерного станка. Скорость движения стола регулируется за счет изменения площади проходного сечения ($S_{\text{доп}}$) регулируемого гидродросселя 5. Сила на штоке гидроцилиндра F обусловлена усилием резания и всегда направлена против движения стола. В схему гидропривода включены также предохранительный клапан 6, фильтр 7 и гидробак 8.

Определить: 1. Скорость движения стола V_c (поршня гидроцилиндра).

2. Мощность, потребляемую гидроприводом, и его к.п.д.

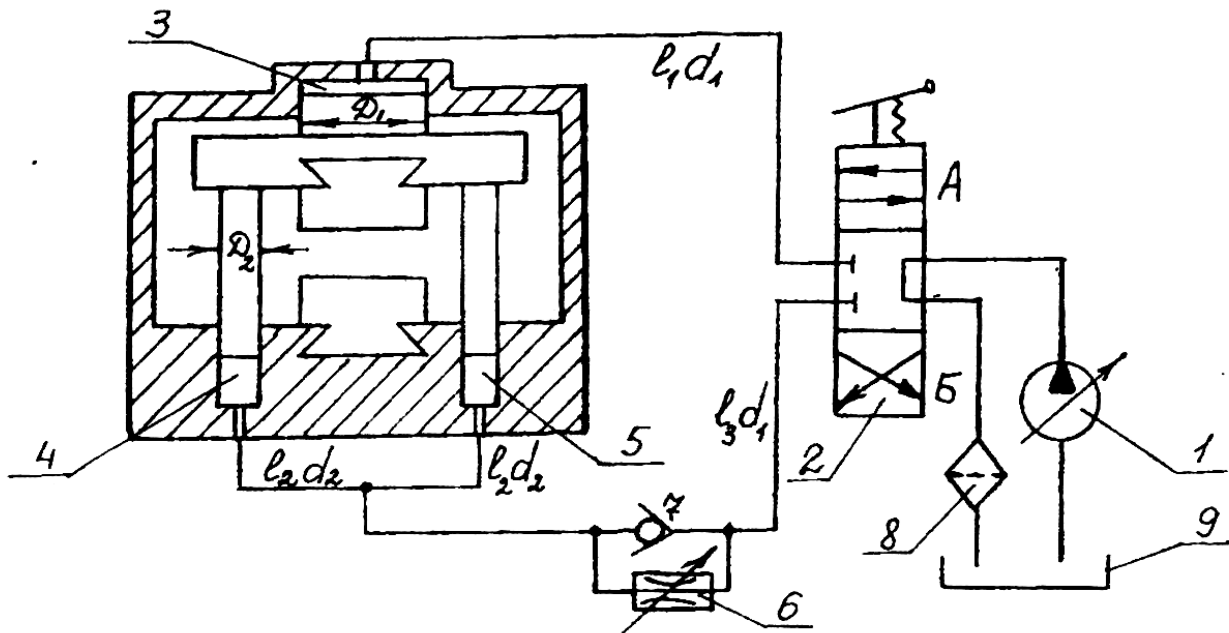
3. Максимально возможную при заданной силе F скорость движения стола и к.п.д. гидропривода при этом.

Исходные данные для расчета: $V_H = 30 \text{ см}^3$, $n_H = 960 \text{ об/мин}$, $K_{oH} = 0.025 \text{ 1/МПа}$, $\eta_{mH} = 0.9$, $D = 60 \text{ мм}$, $d_{ш} = 40 \text{ мм}$, $\eta_{mЦ} = 0.9$, $d = 8 \text{ мм}$, $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = 1.5 \text{ м}$, $l_3 = 1 \text{ м}$, $l_{\text{доп}} = 200 \cdot d$, $l_{\text{доп}} = 150 \cdot d$, $\mu_{\text{доп}} = 0.65$, $\nu = 0.35 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Величина усилия F и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{\text{доп}}$ берутся из таблицы в соответствии с номером варианта. В вариантах 1-5 гидрораспределитель 2 находится в позиции A , а в вариантах 6-10 - в позиции B .

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	9	8	7.5	10	9	11	10	7.5	8
$S_{\text{доп}}$, мм ²	2	3	4	5	4.5	3	4	4.5	5	6.5

4.3 Гидропривод пресса



При прессовании (гидрораспределитель 2 в позиции *A*) рабочая жидкость от регулируемого насоса 1 подается к плунжерному гидроцилиндру 3, создавая необходимое усилие прессования F , а из двух одинаковых гидроцилиндров 4 и 5 вытесняемая жидкость сливается через регулируемый гидродроссель 6, площадь проходного сечения которого определяет скорость движения оборудования пресса при прессовании. Для подъема рабочего оборудования пресса гидрораспределитель 2 переводится в позицию *Б*. При этом жидкость в гидроцилиндры 4 и 5 поступают через обратный клапан 7, минуя гидродроссель 6.

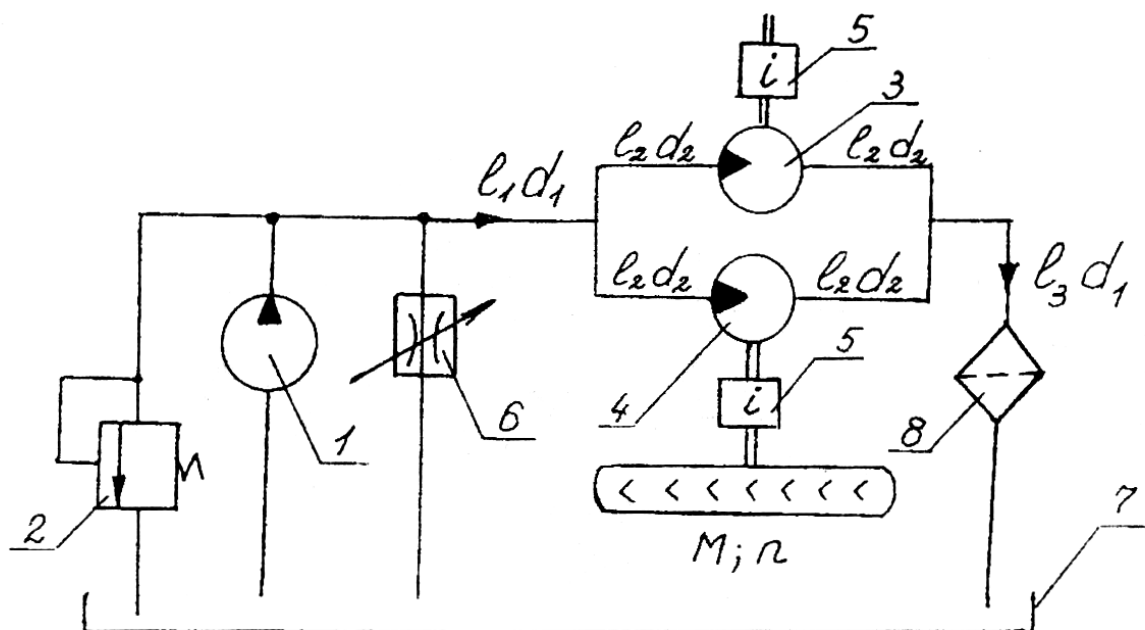
Определить: скорость движения оборудования пресса (плунжеров гидроцилиндров 3, 4 и 5) и к.п.д. гидропривода при прессовании и подъеме.

Исходные данные для расчета: $V_{H\max} = 100 \text{ см}^3$, $n_H = 1500 \text{ об/мин}$, $K_{oH} = 0.015 \text{ 1/МПа}$, $p_{P\min} = 4,5 \text{ МПа}$, $K_p = 0.002 \text{ м}^3/(\text{МПа} \cdot \text{с})$, $D_1 = 300 \text{ мм}$, $D_2 = 200 \text{ мм}$, $d_1 = 34 \text{ мм}$, $d_2 = 18 \text{ мм}$, $l_1 = 8 \text{ м}$, $l_2 = 4 \text{ м}$, $l_3 = 7 \text{ м}$, сопротивление фильтра и гидрораспределителя $\zeta_\phi = 30$, $\zeta_P = 20$, $\mu_{op} = 0.65$, $\nu = 0.4 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, сопротивлением обратного клапана 7, объемными потерями и силами трения в гидроцилиндрах пренебречь.

Величина усилия F и площадь проходного сечения гидродросселя S_{op} берутся из таблицы в соответствии с номером варианта.

Вариант	1	2	3	4	5
F , кН	170	230	200	250	130
S_{op} , см^2	0.25	0.4	0.3	0.2	0.15

4.4 Гидропривод ведущих колес прицепа



Гидронасос 1, снабженный предохранительным клапаном 2, подает рабочую жидкость к гидромоторам 3 и 4, выходные валы которых через механические редукторы 5 с передаточным отношением i связаны с осями ведущих колес прицепа, на которых реализуется момент M , необходимый для движения машины. Частота вращения n колес регулируется за счет изменения площади $S_{\text{доп}}$ проходного сечения гидродросселя 6. После совершения полезной работы жидкость проходит через фильтр 8 и сливается в гидробак 7.

Определить: 1. Частоту вращения n ведущих колес прицепа.

2. Мощность, потребляемую гидроприводом, и его к.п.д.

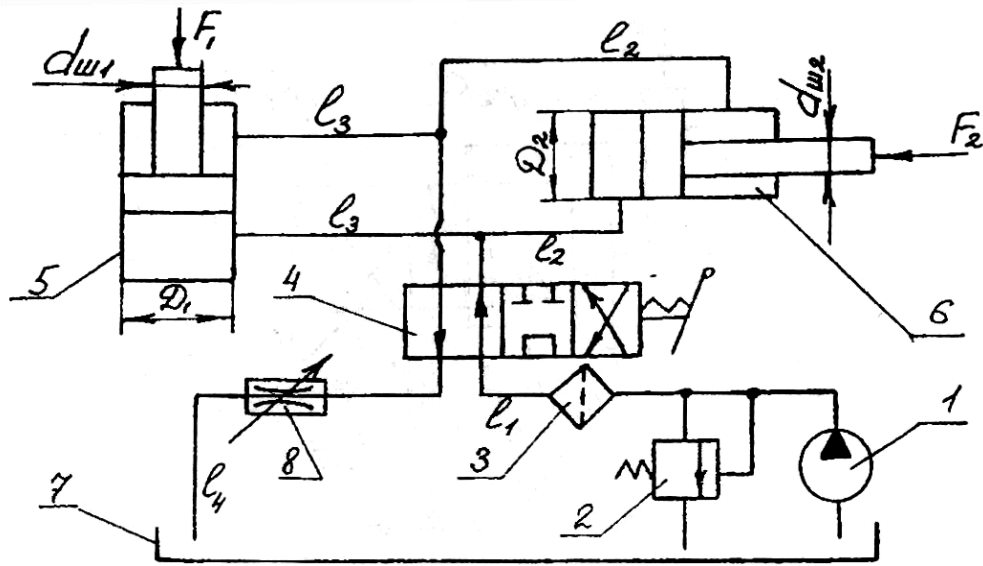
3. Максимально возможную при заданном моменте M частоту вращения ведущих колес и к.п.д. гидропривода при этом.

Исходные данные для расчета: $V_H = 30 \text{ см}^3$, $n_H = 2400 \text{ об/мин}$, $K_{oH} = 0.02 \text{ л/МПа}$, $\eta_{mH} = 0.9$, $V_G = 40 \text{ см}^3$, $K_{oG} = 0.015 \text{ л/МПа}$, $\eta_{mG} = 0.9$, $i = 12$, $d_1 = 16 \text{ мм}$, $d_2 = 8 \text{ мм}$, $l_1 = l_3 = 10 \text{ м}$, $l_2 = 3 \text{ м}$, $l_{\text{эф}} = 400 \cdot d_1$, $\mu_{\text{доп}} = 0.65$, $\nu = 0.4 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Величина момента M на каждом колесе и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{\text{доп}}$ берутся из таблицы в соответствии с номером варианта.

Вариант	1	2	3	4	5
M , кН·м	0.6	0.5	0.45	0.7	0.65
$S_{\text{доп}}$, мм ²	3	7	6	5	4

4.5 Гидропривод оборудованием экскаватора



Насосная установка, состоящая из насоса 1 и переливного клапана 2, подает жидкость через фильтр 3 и гидрораспределитель 4 к гидроцилиндру 5 подъема стрелы и гидроцилиндру 6 складывания стрелы, штоки которых преодолевают соответственно силы F_1 и F_2 . Слив рабочей жидкости в гидробак 7 происходит через регулируемый гидродроссель 8.

Определить: 1. Скорости движения поршней гидроцилиндров.

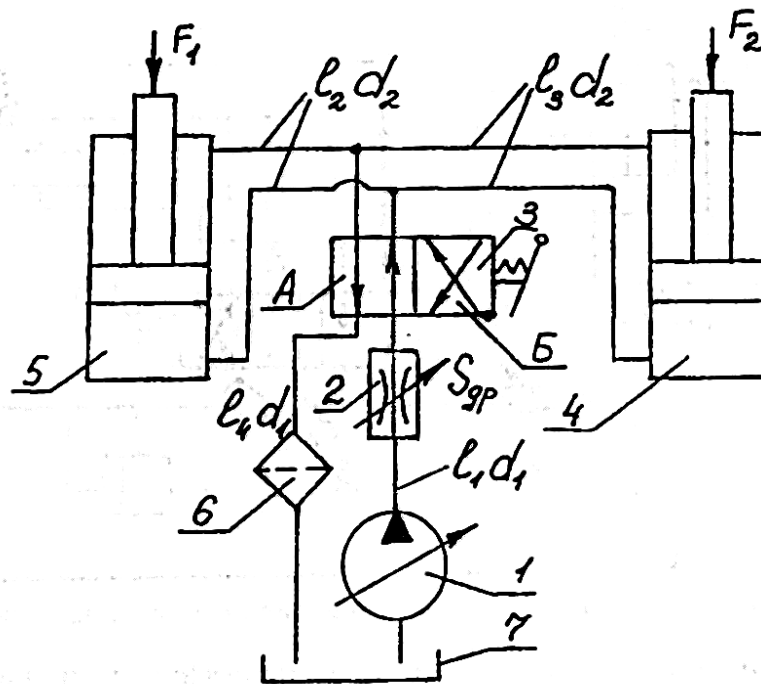
2. Мощность, потребляемую гидроприводом, и его к.п.д.

Исходные данные для расчета: $V_H = 60 \text{ см}^3$, $n_H = 1900 \text{ об/мин}$, $K_{oH} = 0.02 \text{ 1/МПа}$, $\eta_{mH} = 0.9$, $p_{\kappa \min} = 6 \text{ МПа}$, $K_{\kappa} = 0.001 \text{ (МПа} \cdot \text{с)/см}^3$, $D_1 = 70 \text{ мм}$, $d_{ш1} = 50 \text{ мм}$, $D_2 = 30 \text{ мм}$, $d_{ш2} = 20 \text{ мм}$, $\eta_{mц1} = \eta_{mц2} = 0.9$, $d = 10 \text{ мм}$, $l_1 = 0.5 \text{ м}$, $l_2 = 2 \text{ м}$, $l_3 = 1 \text{ м}$, $l_4 = 1.5 \text{ м}$, для каждого канала гидрораспределителя - $\zeta_P = 0.5$, $\zeta_{\Phi} = 1$, $\mu_{\partial p} = 0.75$, $\nu = 0.2 \text{ см}^2/\text{с}$, читать режим течения в трубопроводах турбулентным - $\lambda = 0.04$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Величины сил F_1 и F_2 и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{\partial p}$ берутся из таблицы в соответствии с номером варианта.

Вариант	1	2	3	4	5
F_1 , кН	15.5	15.5	12	16.5	13
F_2 , кН	2.85	2.6	2.3	2.85	2.5
$S_{\partial p}$, мм ²	10	15	8	20	10

4.6 Гидропривод автоподъемника



При подъеме (гидрораспределитель 3 находится в позиции А) регулируемый насос 1, снабженный регулятором подачи, подает жидкость в гидроцилиндры 4 и 5, штоки которых преодолевают соответственно усилия F_1 и F_2 . Скорость подъема регулируется за счет изменения площади проходного сечения гидродросселя 2. Слив жидкости в гидробак 7 происходит через фильтр 6.

Определить: 1. Скорости движения поршней гидроцилиндров.

2. Мощность, потребляемую гидроприводом, и его к.п.д.

Исходные данные для расчета: $V_{H\max} = 60 \text{ см}^3$, $n_H = 1200 \text{ об/мин}$, $\eta_{mH} = 0.9$, $K_{oH} = 0.017 \text{ л/МПа}$, $p_{P\min} = 10 \text{ МПа}$, $K_p = 0.0005 \text{ м}^3/(\text{МПа} \cdot \text{с})$, $D = 80 \text{ мм}$, $d_w = 40 \text{ мм}$, $\eta_{mЦ} = 0.9$, $l_1 = 3 \text{ м}$, $d_1 = 16 \text{ мм}$, $l_2 = 6 \text{ м}$, $d_2 = 8 \text{ мм}$, $l_3 = 10 \text{ м}$, $l_4 = 2.5 \text{ м}$, $l_{\text{ЭФ}} = 500 \cdot d_1$, для каждого канала распределителя $l_{\text{ЭР}} = 300 \cdot d_1$, $\mu_{\text{др}} = 0.75$, $\nu = 0.4 \text{ см}^2/\text{с}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Величины сил F_1 и F_2 и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{\text{др}}$ берутся из таблицы в соответствии с номером варианта.

Вариант	1	2	3	4	5
F_1 , кН	27	33	40	36	35
F_2 , кН	30	29	37	32	30
$S_{\text{др}}$, мм ²	10	12	8	9	11

Рекомендуемая последовательность выполнения РГР

На основании рассмотренных примеров можно рекомендовать приведенную ниже последовательность выполнения расчетно-графической работы (РГР).

Замена заданной схемы гидропривода эквивалентной (см. раздел 3).

Выбор масштаба для величин, откладываемых по осям координат графика, и построение характеристики насосной установки (см. раздел 1).

Составление уравнений характеристик для каждого простого трубопровода, входящего в эквивалентную схему и определение их коэффициентов (см. разделы 2.1 и 2.2).

Построение характеристик простых трубопроводов и получение суммарной характеристики сложного трубопровода (см. раздел 2.3).

Определение рабочей точки гидросистемы и расчет величин, требуемых по условию задачи (см. раздел 3).

Основные требования к содержанию и оформлению расчетно-графической работы.

Пояснительная записка к выполненной РГР должна содержать:

1. Схему гидропривода, исходные данные и вопросы, на которые необходимо получить ответ по условию задания.
2. Эквивалентную расчетную схему гидропривода.
3. Аналитическую часть работы, включающую составление уравнений характеристик потребного напора всех участков сложного трубопровода и расчет их коэффициентов.
4. Графическую часть работы, включающую график, выполненный на миллиметровой бумаге формата не менее А4, по которому определяются необходимые данные для ответа на поставленные в задании вопросы.
5. Расчеты необходимых по условию задания параметров, характеризующих работу гидропривода.

Титульный лист работы может иметь произвольную форму с обязательным указанием фамилии студента с инициалами, номера группы и варианта задания.

График с проведенными построениями прилагается к пояснительной записке.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Трубопровод с насосной подачей. Общие положения	3
1. Построение характеристик насосных установок	5
1.1. Объемный насос с предохранительным клапаном	5
1.2. Объемный насос с переливным клапаном	7
1.3. Регулируемый объемный насос с регулятором подачи	8
1.4. Мощность, потребляемая насосной установкой	9
2. Построение характеристик трубопроводов	12
2.1. Характеристика простого трубопровода	12
2.2. Характеристика простого трубопровода с гидродвигателем	15
2.3. Характеристика сложного трубопровода	19
3. Примеры выполнения расчетно-графических работ	22
3.1. Расчет гидропривода строгального станка	22
3.2. Гидропривод подъемного механизма	27
4. Варианты заданий	34
4.1. Гидропривод главного движения токарного станка	35
4.2. Гидропривод стола фрезерного станка	36
4.3. Гидропривод прессы	37
4.4. Гидропривод ведущих колес прицепа	38
4.5. Гидропривод оборудования экскаватора	39
4.6. Гидропривод автоподъемника	40
Рекомендуемая последовательность выполнения расчетно-графической работы	41
Основные требования к содержанию и оформлению расчетно-графической работы	41
Рекомендуемая литература	43

Рекомендуемая литература

1. Башта Т.М. и др. "Гидравлика, гидромашины, гидроприводы", М., Машиностроение, 1982г., 423с.
2. Некрасов Б. Б., Беленков Ю.А. "Насосы, гидроприводы и гидropередачи", М., МАМИ, 1978г., 126с.
3. Бурдун Г.Д. Справочник по международной системе единиц. Стандарты. М., 1977г., 216с.

Александр Владимирович Лепешкин, Александр Александрович Михайлин, Игорь Владимирович Фатеев.

РАСЧЕТ СЛОЖНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С НАСОСНОЙ ПОДАЧЕЙ.
Учебное пособие по курсу «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы» для студентов машиностроительных специальностей. Под редакцией профессора Ю. А. Беленкова.

Лицензия ЛР № 021209 от 17 апреля 1997г.

Подписано в печать 24.11.2003 Заказ № 46 Тираж 800

Усл. п. л. 2,9 Уч. - изд. л. 2,8

Бумага типографская Формат 60×90/16