

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ЛЕСА»

А.А. Шевляков, А.С. Савицкий, С.А. Шевляков, Н.Г. Поярков

## **ГИДРАВЛИКА**

### **ГИДРОПРИВОД МЕХАНИЗМОВ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ**

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом  
университета в качестве учебно-методического пособия по выполнению  
курсовой работы для студентов направления подготовки 150400  
Технологические машины и оборудование



Москва

Издательство Московского государственного университета леса  
2011

УДК 621.22 (075.8)  
Г46

*Разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом ВПО 2000 г. для направления подготовки 150400 «Технологические машины и оборудование» на основе примерной программы дисциплины «Гидравлика (Механика жидкости и газа)». Рекомендовано для студентов очной, очно-заочной (вечерней) и заочной форм обучения*

Рецензенты: профессор кафедры транспорта леса, доктор технических наук А.А. Камусин;  
доцент кафедры теплотехники А.В. Хроменко

Работа подготовлена на кафедре процессов и аппаратов  
деревообрабатывающих производств

**Шевляков А.А.**

Г46 Гидравлика. Гидропривод механизмов деревообрабатывающих станков : учеб.-методич. пособие / А.А. Шевляков, А.С. Савицкий, С.А. Шевляков, Н.Г. Поярков. – М.: ФГБОУ ВПО МГУЛ, 2011. – 44 с.

В учебно-методическом пособии приведены задание и варианты к выполнению курсовой работы по гидравлике, даны требования к ее оформлению, изложены методические указания и представлен пример ее выполнения

УДК 621.22 (075.8)

© А.А. Шевляков, А.С. Савицкий,  
С.А. Шевляков, Н.Г. Поярков, 2011  
© ФГБОУ ВПО МГУЛ, 2011

## Предисловие

В соответствии с учебным планом направления подготовки 150400 «Технологические машины и оборудование» предусмотрено выполнение студентами курсовой работы.

Первая часть этой работы посвящена составлению эквивалентной схемы гидропривода механизма деревообрабатывающего станка, проведению аналитических расчетов, необходимых для построения расходных характеристик трубопроводов, входящих в гидропривод.

В аналитические расчеты входит:

1. Определение теоретической подачи насоса.
2. Вывод аналитических зависимостей потребного напора от расхода жидкости для каждого отдельного трубопровода с учетом:
  - критической величины расхода в трубопроводе;
  - потерь напора по длине и на местных сопротивлениях трубопровода.

После получения аналитических зависимостей необходимо произвести расчет значений и построить графики зависимости потребного напора от расхода жидкости для каждого отдельного трубопровода в выбранном диапазоне расходов.

Во второй части работы необходимо построить суммарную характеристику гидропривода механизма деревообрабатывающего станка путем графического сложения графиков для отдельных трубопроводов в определенной последовательности с упрощением эквивалентной схемы гидропривода. Причем сначала складываются графики трубопроводов соединенных параллельно, а затем последовательно.

В третьей части работы с помощью графических построений определяется значение потребного напора насоса, по которому находятся давление на выходе из насоса, объемный коэффициент полезного действия насоса, действительная величина подачи насоса и потребляемая мощность насосом. По действительной величине подачи насоса с помощью графических построений определяются значения расходов в трубопроводах, на которых установлены гидродвигатели исполнительных механизмов, и по ним рассчитываются необходимые параметры работы исполнительных механизмов.

В данном учебно-методическом пособии приведены задание и варианты к выполнению курсовой работы по гидравлике, даны требования к ее оформлению, изложены методические указания и представлен пример ее выполнения.

### Задание на курсовую работу

В гидроприводе деревообрабатывающего станка (рис. 1) рабочая жидкость насосом 1 через фильтр 2, регулируемые гидродроссели 4, 5 и 6 и гидрораспределители 7, 8 и 9 подается к гидроцилиндрам 10 и 11, которые осуществляют подачу стола и фрезерной головки, и гидромотору 12, который через редуктор 13 осуществляет вращение фрезы 14. Угол  $\alpha$  обработки детали 15 определяется соотношением скоростей перемещения стола  $v_1$  и фрезерной головки  $v_2$ . Число оборотов фрезы  $n_{фр}$  зависит от числа оборотов гидромотора  $n_{зм}$  и передаточного числа редуктора  $i$ .

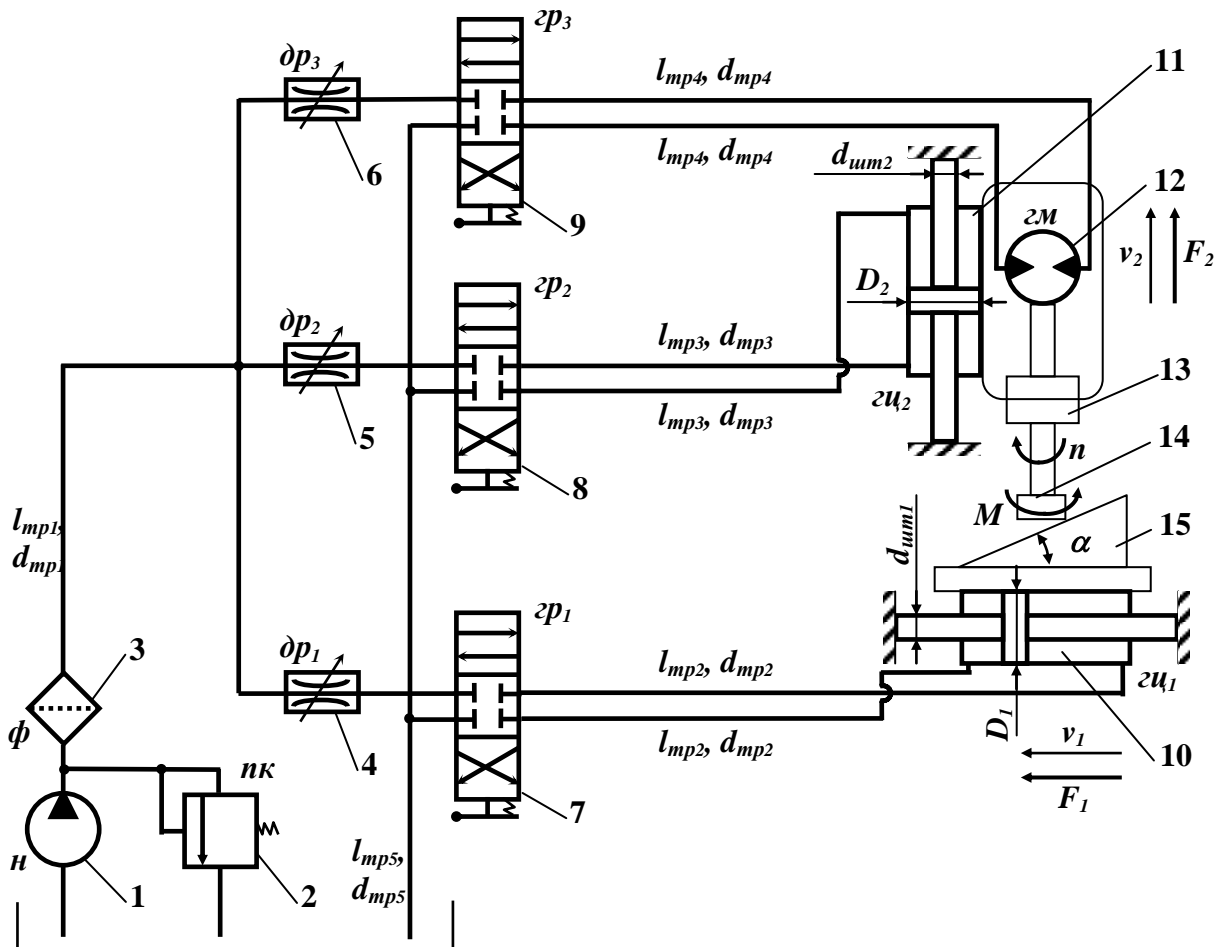


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода фрезерного станка

1 – гидронасос; 2 – переливной клапан; 3 – фильтр; 4, 5, 6 – регулируемые гидродроссели; 7, 8, 9 – гидрораспределители; 10, 11 – гидроцилиндры; 12 – гидромотор; 13 – редуктор; 14 – фреза; 15 – обрабатываемая деталь

Необходимо определить:

1. Угол обработки детали  $\alpha$ .
2. Мощность, потребляемую насосом  $N_n$ , и его к.п.д.  $\eta_n$ .
3. Число оборотов фрезы  $n_{фр}$ .

Задачу решать при следующих исходных данных:

- рабочий объем насоса  $V_H = 30 \text{ см}^3$ ; частота вращения вала насоса  $n_H = 1500 \text{ об/мин}$ ; объемный к.п.д. насоса  $\eta_{он} = 0,8$  при  $p = 10,5 \text{ МПа}$ ; механический к.п.д. насоса  $\eta_{мн} = 0,9$ ;
- рабочий объем гидромотора  $V_{2м} = 10 \text{ см}^3$ ; коэффициент удельных утечек жидкости в гидромоторе  $k_{озм} = 0,01 \text{ л/МПа}$ ; механический к.п.д. гидромотора  $\eta_{м2м} = 0,95$ ; передаточное число редуктора  $i = 10$ ;
- диаметры поршней гидроцилиндров  $D_1 = 60 \text{ мм}$ ,  $D_2 = 50 \text{ мм}$ , диаметры штоков гидроцилиндров  $d_{шм1} = 40 \text{ мм}$ ,  $d_{шм2} = 30 \text{ мм}$ , объемные и механические к.п.д. гидроцилиндров  $\eta_{о2ц1} = \eta_{о2ц2} = \eta_{м2ц1} = \eta_{м2ц2} = 1,0$ ;
- длины трубопроводов  $l_{мп1} = 4 \text{ м}$ ,  $l_{мп2} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{мп3} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{мп4} = 3 \text{ м}$ ,  $l_{мп5} = 4 \text{ м}$ ; диаметры трубопроводов  $d_{мп1} = 10 \text{ мм}$ ,  $d_{мп2} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп3} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп4} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп5} = 10 \text{ мм}$ ;
- местные сопротивления фильтра 2, каждого канала гидрораспределителей 7, 8 и 9 при расчете заменить эквивалентными длинами  $l_{эф} = 200 \cdot d_{мп1}$ ,  $l_{эп1} = 100 \cdot d_{мп2}$ ,  $l_{эп2} = 100 \cdot d_{мп3}$ ,  $l_{эп3} = 100 \cdot d_{мп4}$ ;
- характеристика переливного клапана задана  $p_{нк \text{ min}} = 10 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 0$ ,  $p_{нк} = 12 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 400 \text{ см}^3/\text{с}$ ;
- плотность рабочей жидкости  $\rho_{жс} = 900 \text{ кг/м}^3$ , вязкость рабочей жидкости  $\nu_{жс} = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$ .

Величины площадей проходных сечений и коэффициенты расхода гидродросселей 4, 5 и 6, усилия вдоль штоков гидроцилиндров 10 и 11, момент на фрезе 14 взять из таблицы, приведенной в приложении 1, в соответствии с номером варианта, выдаваемого преподавателем.

Задачу решать графоаналитическим методом.

Бланк задания дан в приложении 2.

### Требования к оформлению курсовой работы

Оформленная курсовая работа должна включать в себя:

1. Титульный лист с указанием номера задания, названия работы, фамилии студента и преподавателя.
2. Бланк задания, включающий принципиальную схему, исходные данные и вопросы, требующие ответа.
3. Расчетно-графическую часть, в которую входят эквивалентная схема, аналитические расчеты и графические построения, выполненные на миллиметровой бумаге стандартного формата (А3).
4. Полные ответы на поставленные в задании вопросы.

Пример выполнения курсовой работы дан в приложении 3.

## Общие методические указания по выполнению курсовой работы

В задании на курсовую работу по расчету гидроприводов и гидросистем принято:

1. Рабочая жидкость характеризуется: кинематической вязкостью –  $\nu_{ж}$  и плотностью –  $\rho_{ж}$ .
2. Трубопроводы задаются: длиной –  $l_{mp}$  и диаметром –  $d_{mp}$ , коэффициентом гидравлического трения –  $\lambda$  или абсолютной шероховатостью –  $\Delta$ .
3. Большинство гидравлических аппаратов и устройств, установленных в гидроприводе, рассматриваются как местные гидравлические сопротивления и могут задаваться тремя способами:
  - коэффициентом местного сопротивления –  $\xi_{мс}$ , отнесенным к скорости течения жидкости в трубопроводе;
  - эквивалентной длиной местного сопротивления –  $l_{эмс} = k_{лмс} \cdot d_{mp}$ , где  $k_{лмс}$  – безразмерный коэффициент, 1;
  - коэффициентом расхода –  $\mu_{мс}$  и площадью проходного сечения –  $S_{мс}$ ;
  - потерями давления на местном сопротивлении –  $\Delta p_{мс}$ .
4. Гидравлические насосы, входящие в состав гидроприводов, характеризуются: рабочим объемом насоса –  $V_n$ , частотой вращения вала насоса –  $n_n$ , объемным к.п.д. насоса –  $\eta_{он}$  и механическим к.п.д. насоса –  $\eta_{мн}$ .

Объемный к.п.д. насоса  $\eta_{он}$  определяется по формуле

$$\eta_{он} = 1 - k_{он} \cdot \Delta p_n,$$

где  $k_{он}$  – коэффициент удельных утечек жидкости в насосе, 1/МПа;

$\Delta p_n$  – перепад давления на насосе (часто принимается равным давлению, создаваемому на выходе из насоса), МПа;

и может быть задан следующими способами:

- конкретной величиной  $\eta_{он}$  при определенном значении  $\Delta p_n$ ;
- коэффициентом удельных утечек жидкости в насосе  $k_{он}$ .

Механический к.п.д. насоса  $\eta_{мн}$  обычно принимается постоянным на всех режимах работы насоса.

Действительная подача насоса  $Q_n$ , теоретическая подача насоса  $Q_{нт}$ , момент на валу насоса  $M_n$  и потребляемая мощность насоса  $N_n$  определяются по следующим формулам, соответственно:

$$Q_n = Q_{нт} \cdot \eta_{он}; \quad Q_{нт} = V_n \cdot n_n; \quad M_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\Delta p_n \cdot V_n}{\eta_{мн}}; \quad N_n = p_n \cdot Q_n.$$

5. Насосные установки, состоящие из объемного нерегулируемого насоса с переливным клапаном, характеризуются:
  - величиной теоретической подачи насоса  $Q_{нт} = V_n \cdot n_n$ , где  $V_n$  – рабочий объем насоса, м<sup>3</sup>;

$n_n$  – частота вращения вала насоса, 1/с.

- характеристикой переливного клапана: давлением срабатывания  $p_{нк\ min}$  при расходе рабочей жидкости через клапан  $Q_{нк} = 0$  и давлением  $p_{нк}$  при расходе рабочей жидкости через клапан  $Q_{нк} = Q_{зад}$ .

Насосные установки, состоящие из объемного регулируемого насоса с регулятором подачи, характеризуются:

- характеристикой регулятора подачи:  $p_{рп} = p_{р\ max} - k_p \cdot Q$ , при заданных значениях  $p_{р\ max}$  и  $k_p$ .

6. Гидравлические моторы, входящие в состав гидроприводов, характеризуются: рабочим объемом гидромотора –  $V_{гм}$ , частотой вращения вала гидромотора –  $n_{гм}$ , объемным к.п.д. гидромотора –  $\eta_{огм}$  и механическим к.п.д. гидромотора –  $\eta_{мгм}$ .

Объемный к.п.д. гидромотора  $\eta_{огм}$  определяется по формуле

$$\eta_{огм} = 1 - k_{огм} \cdot \Delta p_{гм},$$

где  $k_{огм}$  – коэффициент удельных утечек жидкости в гидромоторе, 1/МПа;

$\Delta p_{гм}$  – перепад давления на гидромоторе, МПа,

и может быть задан следующими способами:

- конкретной величиной  $\eta_{огм}$  при определенном значении давления  $\Delta p_{гм}$ ;
- коэффициентом удельных утечек жидкости в гидромоторе –  $k_{огм}$ .

Механический к.п.д. гидромотора  $\eta_{мгм}$  обычно принимается постоянным на всех режимах работы насоса.

Число оборотов гидромотора рассчитывается по формуле

$$n_{гм} = \frac{Q_{гм} \cdot \eta_{огм}}{V_{гм}},$$

где  $Q_{гм}$  – расход жидкости через гидромотор, м<sup>3</sup>/с.

Потери давления в гидромоторе  $\Delta p_{гм}$  определяются по формуле

$$\Delta p_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{гм}}{V_{гм} \cdot \eta_{мгм}}.$$

Потери напора в гидромоторе  $h_{гм}$  можно рассчитать как

$$h_{гм} = \frac{\Delta p_{гм}}{\rho_{ж} \cdot g}.$$

7. Гидроцилиндры характеризуются: диаметром поршня гидроцилиндра –  $D$ , диаметром штока гидроцилиндра –  $d_{шт}$ , ходом поршня гидроцилиндра –  $l$ . Величины объемного и механического к.п.д. гидроцилиндров обычно принимаются  $\eta_{огц} = \eta_{мгц} = 1$ .

Потери давления в гидроцилиндре  $\Delta p_{гц}$  определяются по формуле:

$$\Delta p_{2ц} = \frac{F}{S_{э2ц}},$$

где  $F$  – усилие вдоль штока гидроцилиндра, Н;

$S_{э2ц}$  – эффективная площадь поршня гидроцилиндра, м<sup>2</sup>,

$$S_{э2ц} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ – для безштоковой полости гидроцилиндра,}$$

$$S_{э2ц} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{шт}^2)}{4} \text{ – для штоковой полости гидроцилиндра.}$$

Потери напора в гидроцилиндре  $h_{2ц}$  можно рассчитать как

$$h_{2ц} = \frac{\Delta p_{2ц}}{\rho_{ж} \cdot g}.$$

Скорость движения штока гидроцилиндра  $v_{2ц}$  можно определить по формуле

$$v_{2ц} = \frac{Q_{2ц}}{S_{э2ц}},$$

где  $Q_{2ц}$  – расход жидкости через гидроцилиндр, м<sup>3</sup>/с.

При гидравлическом расчете отдельного трубопровода основным расчетным уравнением является уравнение Бернулли, которое записывают для начального **1** и конечного **2** сечений трубопровода относительно произвольно выбранной плоскости сравнения **0**. В общем случае это уравнение записывают как

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_{ж} \cdot g} + \frac{\alpha_1 \cdot v_{mp1}^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_{ж} \cdot g} + \frac{\alpha_2 \cdot v_{mp2}^2}{2 \cdot g} + h_{\Sigma 1-2}.$$

Потребным напором  $H_{номр}$  трубопровода называют пьезометрический напор  $p_1/(\rho_{ж} \cdot g)$  в начальном сечении, обеспечивающий заданный расход жидкости в трубопроводе. С учетом того что для простого трубопровода  $v_{mp1} = v_{mp2}$  получим выражение потребного напора

$$H_{номр} = \frac{p_1}{\rho_{ж} \cdot g} = H_{ст} + h_{\Sigma 1-2}.$$

где  $H_{ст} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho_{ж} \cdot g}$  – статический напор, определяющий расход

при движении жидкости самотеком.

При расчете сложных гидравлических систем с насосной подачей при определении потребного напора отдельного трубопровода используют выражение, называемое характеристикой трубопровода,

$$H_{номр} = h_{\Sigma 1-2}$$



Суммарные потери напора в трубопроводе складываются из потерь по длине (потерь на трение) и потерь на местных сопротивлениях:

$$h_{\Sigma 1-2} = h_{mp} + \sum_{j=1}^m h_{mcj},$$

где  $h_{mp}$  – потери напора по длине трубопровода, м;

$h_{mcj}$  – потери напора на  $j$ -том местном сопротивлении, установленном в трубопроводе, м.

Потери напора на трение по длине трубы при любом режиме движения жидкости определяется по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l_{mp}}{d_{mp}} \cdot \frac{v_{mp}^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l_{mp}}{d_{mp}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mp}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mp}^4},$$

где  $v_{mp}$  и  $Q_{mp}$  – средняя скорость и расход жидкости в трубопроводе, соответственно, м/с и м<sup>3</sup>/с;

В общем случае коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  является функцией числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\Delta/d_{mp}$  трубопровода  $\lambda = f(Re; \Delta/d_{mp})$ , где  $\Delta$  – абсолютная шероховатость трубопровода.

Можно выделить четыре зоны гидравлического сопротивления, в каждой из которых коэффициент гидравлического трения рассчитывают по своей формуле, полученной экспериментально:

1. Зона ламинарного режима движения ( $Re \leq 2320$ )

$$\lambda = \frac{A}{Re},$$

где  $A$  – постоянная, зависящая только от формы сечения ( $A = 64$  – для круглой трубы;  $A = 59$  – для квадратной трубы;  $A = 96$  – для кольцевой трубы).

2. Зона “гидравлически гладких” труб ( $2300 < Re \leq 30 \cdot \frac{d_{mp}}{\Delta}$ )

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ - формула Блазиуса.}$$

Зона в диапазоне чисел Рейнольдса  $2320 < Re \leq 4000$  не рекомендуется для применения в гидравлических системах, так как является зоной неустойчивого движения.

3. Зона “гидравлически шероховатых” труб ( $30 \cdot \frac{d_{mp}}{\Delta} < Re \leq 500 \cdot \frac{d_{mp}}{\Delta}$ )

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d_{mp}} \right)^{0,25} \text{ - формула Альштуля.}$$

4. Зона автомоделного движения ( $Re > 500 \cdot \frac{d_{mp}}{\Delta}$ )

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta}{d_{mp}} \right)^{0,25} \quad \text{– формула Шифринсона.}$$

Зоны 2 ÷ 4 – зоны турбулентного режима движения.

Большинство гидравлических аппаратов и устройств, установленных в гидроприводе, при гидравлических расчетах необходимо рассматривать как местные гидравлические сопротивления. Поэтому потери напора в них входят в суммарные потери напора в трубопроводе, на котором они установлены, в качестве суммы потерь напора на местных сопротивлениях для этого трубопровода.

Если гидравлический аппарат или устройство в качестве местного сопротивления задается коэффициентом местного сопротивления  $\xi_{mc}$ , то потери напора на нем определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{mc} = \xi_{mc} \cdot \frac{v_{mp}^2}{2 \cdot g} = \xi_{mc} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mp}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mp}^4}.$$

Если гидравлический аппарат или устройство в качестве местного сопротивления задается эквивалентной длиной местного сопротивления  $l_{эmc} = k_{lmm} \cdot d_{mp}$ , то потери напора на нем определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$h_{mc} = \lambda \cdot \frac{l_{эmc}}{d_{mp}} \cdot \frac{v_{mp}^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{l_{эmc}}{d_{mp}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mp}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mp}^4},$$

в которой вместо длины трубопровода подставляется эквивалентная длина данного гидроаппарата. Можно сказать, что длина трубопровода, на котором данное местное сопротивление установлено, увеличивается на величину его эквивалентной длины.

Если гидравлический аппарат или устройство в качестве местного сопротивления задается коэффициентом расхода  $\mu_{mc}$  и площадью проходного сечения  $S_{mc}$  то потери напора на нем определяются по формуле

$$h_{mc} = \frac{Q_{mp}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{mc}^2 \cdot S_{mc}^2}.$$

Если гидравлический аппарат или устройство в качестве местного сопротивления задается потерями давления  $\Delta p_{mc}$  на местном сопротивлении, то потери напора на нем можно определить как

$$h_{mc} = \frac{\Delta p_{mc}}{\rho_{ж} \cdot g}.$$

## Порядок выполнения курсовой работы

При выполнении курсовой работы необходимо придерживаться следующей последовательности действий:

1. Перевести все исходные данные в систему СИ.
2. Составить эквивалентную схему гидропривода.
3. Провести аналитические расчеты необходимые для построения расходных характеристик (*потребного напора*) трубопроводов, входящих в гидропривод, придерживаясь следующего порядка:

3.1. По исходным данным определить теоретическую подачу насоса в м<sup>3</sup>/с:

$$Q_{нт} = V_n \cdot n_n.$$

3.2. Для каждого отдельного трубопровода определить величину *потребного напора* в зависимости от расхода жидкости. При этом считать все трубопроводы гидравлически гладкими и, если в пределах максимальной подачи насосной установки возможен как ламинарный, так и турбулентный режимы течения, то рекомендуется пользоваться следующей методикой:

3.2.1. Для каждого отдельного трубопровода по величине критического числа Рейнольдса  $Re_{i_{кр}}$

$$Re_{i_{кр}} = \frac{v_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{v_{жс}} = \frac{Q_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{S_{mpi} \cdot v_{жс}} = \frac{4 \cdot Q_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{\pi \cdot d_{mpi}^2 \cdot v_{жс}} = \frac{4 \cdot Q_{mpi_{кр}}}{\pi \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}}$$

определить *критическую величину расхода*  $Q_{mpi_{кр}}$

$$Q_{mpi_{кр}} = \frac{Re_{i_{кр}} \cdot \pi \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}}{4} = \frac{2320 \cdot \pi \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}}{4} = 1821,2 \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}.$$

3.2.2. Для каждого отдельного трубопровода записать выражение для определения *потерь напора по длине*.

Для определения потерь напора по длине данного трубопровода использовать формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_{mpi} = \lambda_i \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{v_{mpi}^2}{2 \cdot g} = \lambda_i \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}.$$

Для нахождения коэффициента гидравлического трения, при  $Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}$ , использовать выражение для ламинарного режима движения жидкости для круглых труб (формулу Пуазейля)

$$\lambda_{mpi} = \frac{64}{Re_i} = \frac{64 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{4 \cdot Q_{mpi}} = \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}},$$

а при  $Q_{mpi} \geq Q_{mpi_{кр}}$  – формулу для зоны гидравлически гладких труб

(формулу Блазиуса)

$$\lambda_{mpi} = \frac{0,3164}{Re_i^{0,25}} = \frac{0,3124 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{4^{0,25} \cdot Q_{mpi}^{0,25}} = \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}}.$$

С учетом этого выражение для расчета коэффициента гидравлического сопротивления принимает следующий вид

$$\lambda_{mpi} = \begin{cases} \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}; \\ \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}}, & \text{при } Q_{mpi} \geq Q_{mpi_{кр}}. \end{cases}$$

Подставив это выражение в формулу Дарси-Вейсбаха, получим

$$h_{mpi} = \begin{cases} \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}} \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}; \\ \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}} \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \geq Q_{mpi_{кр}}. \end{cases}$$

После несложных преобразований формула для расчета потерь напора по длине данного трубопровода будет иметь вид

$$h_{mpi} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}}{g \cdot \pi \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}; \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mpi}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}}, \end{cases}$$

а после подстановок известных нам величин примет следующий вид

$$h_{mpi} = \begin{cases} \frac{4,153 \cdot v_{жс} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}}{d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}; \\ \frac{0,025 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}^{1,75}}{d_{mpi}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}}. \end{cases}$$

3.2.3. Для каждого отдельного трубопровода записать выражение для определения *потерь напора на местных сопротивлениях*, как сумму всех местных сопротивлений на данном трубопроводе, в качестве которых выступают гидравлические аппараты или устройства, установленные на нем (в соответствии с эквивалентной схемой, см. п. 2)

$$h_{mci} = \sum_{j=1}^m h_{mcij},$$

где  $j$  –  $j$ -тое местное сопротивление, установленное на  $i$ -том трубопроводе;  
 $m$  – количество местных сопротивлений, установленных на  $i$ -том трубопроводе.

3.2.4. Для каждого отдельного трубопровода записать выражение для определения *потребного напора* с учетом полученных зависимостей для потерь напора по длине и потерь напора на местных сопротивлениях для данного трубопровода

$$H_{номpi} = h_{mpi} + \sum_{j=1}^m h_{mcij}.$$

3.2.5. Для каждого отдельного трубопровода, пользуясь полученными зависимостями найти значения потребного напора, задаваясь значениями расхода  $Q_{mpi}$  от 0 до  $1,4 \cdot Q_{нм}$  с шагом  $0,2 \cdot Q_{нм}$ .

При этом необходимо учитывать то, что если при расчетах потребного напора для отдельного трубопровода его значение превысит 1500 м, дальнейшие расчеты прекратить. Если количество полученных при этом точек меньше 5, необходимо найти значения потребного напора в промежуточных точках, то есть уменьшить шаг относительно  $Q_{нм}$ , с которым рассчитывался потребный напор для данного трубопровода (например, взять шаг  $0,1 \cdot H_{нм}$  или меньше в зависимости от количества полученных точек).

Полученные данные занести в таблицы.

3.3. По полученным данным в одних координатных осях построить графики зависимостей  $H_{номpi} = f(Q_{mpi})$  для каждого отдельного трубопровода в одном масштабе на листе миллиметровой бумаги форматом А3.

Поле графиков должно занимать большую часть листа.

3.4. Складывая графики зависимостей  $H_{номpi} = f(Q_{mpi})$  для каждого отдельного трубопровода *построить суммарную характеристику гидропривода*. Для этого, используя эквивалентную схему гидропривода, определить последовательность и способ сложения графиков потребного напора каждого отдельного трубопровода. Сложение графиков потребного напора трубопроводов необходимо выполнять в определенном порядке. Необходимо идти от конечных точек к начальной, т.е. против течения. При этом необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

3.4.1. Сначала необходимо выделить участки, на которых трубопроводы работают параллельно и для каждого из них сложить графики потребного напора трубопроводов, работающих параллельно на этих участках.

После каждого сложения графиков упрощать эквивалентную схему, заменяя сложенные трубопроводы одним с новым обозначением.

Для трубопроводов, работающих параллельно, сложение проводить по горизонтали, то есть

$$Q_{mp\Sigma}^e = \sum_{k=1}^u Q_{mpk}^e \quad \text{при} \quad H_{nomp}^e = const ,$$

где  $u$  – количество трубопроводов, работающих параллельно на данном участке гидропривода;

$Q_{mpk}^e$  – расход жидкости в  $k$ -том параллельном трубопроводе при потребном напоре равном  $H_{nomp}^e$ , м<sup>3</sup>/с;

$Q_{mp\Sigma}^e$  – суммарный расход жидкости в трубопроводах, работающих параллельно на данном участке гидропривода, при потребном напоре равном  $H_{nomp}^e$ , м<sup>3</sup>/с.

При сложении графиков потребных напоров трубопроводов обязательно складывать графики в получающихся точках перегиба, а между ними брать для сложения не менее трех точек.

3.4.2. После сложения графиков потребного напора трубопроводов, на участках, где они работают параллельно, и упрощения эквивалентной схемы выделить участки, на которых трубопроводы работают последовательно и для каждого из них сложить графики потребного напора трубопроводов, работающих последовательно на этих участках.

После каждого сложения графиков упрощать эквивалентную схему, заменяя сложенные трубопроводы одним с новым обозначением.

Для трубопроводов работающих последовательно сложение проводить по вертикали, то есть

$$H_{nomp\Sigma}^f = \sum_{l=1}^w H_{nomp l}^f \quad \text{при} \quad Q_{mp}^f = const ,$$

где  $w$  – количество трубопроводов, работающих последовательно на данном участке гидропривода;

$H_{nomp l}^f$  – потребный напор в  $l$ -ном последовательном трубопроводе при расходе равном  $Q_{mp}^f$ , м;

$H_{nomp\Sigma}^f$  – суммарный потребный напор в трубопроводах, работающих последовательно на данном участке гидропривода, при расходе жидкости равном  $Q_{mp}^f$ , м.

3.4.3. Складывать графики потребного напора трубопроводов на участках с параллельным и последовательным соединением трубопроводов и

упрощать эквивалентную схему до тех пор, пока не останется один трубопровод, график потребного напора которого и будет являться *суммарной характеристикой гидропривода*.

Суммарную характеристику гидропривода выделить так чтобы она была хорошо видна.

4. По теоретической подаче насоса  $Q_{нт}$  (п.п. 3.1) в пересечении с суммарной характеристикой гидропривода снять значение *потребного напора насоса  $h_n$* .

5. Определить *давление на выходе из насоса*

$$p_n = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_n.$$

6. Определить величину *объемного коэффициента полезного действия насоса  $\eta_{он}$*  при полученном давлении на выходе из насоса  $p_n$ .

$$\eta_{он} = 1 - k_{он} \cdot p_n,$$

где  $k_{он} = \frac{1 - \eta_{он}^3}{\Delta p_n}$  – коэффициент удельных утечек жидкости в насосе оп-

ределяется по заданному в задании коэффициенту полезного действия насоса  $\eta_{он}^3$  при определенном перепаде давления на насосе  $\Delta p_n$ .

7. Определить величину *действительной подачи насоса*

$$Q_n = Q_{нт} \cdot \eta_{он}.$$

8. Определить *мощность, потребляемую насосом*

$$N_n = p_n \cdot Q_n.$$

9. По действительной подаче насоса  $Q_n$  в пересечении с суммарной характеристикой гидропривода и пересечением с расходными характеристиками отдельных трубопроводов (трубопроводы 2, 3, 4) снять значения расходов в них  $Q_{тpi}$  при подаче насоса  $Q_n$ .

10. Найти погрешность определения суммарного расхода в параллельных трубопроводах (трубопроводы 2, 3, 4) относительно действительной подачи насоса

$$\varepsilon = \frac{Q_{тp\Sigma} - Q_n}{Q_n} \cdot 100\%,$$

где  $Q_{\Sigma} = Q_{тp2} + Q_{тp3} + Q_{тp4}$ .

11. Определить частоту вращения гидромотора

$$n_{гм} = \frac{Q_{гм} \cdot \eta_{огм}}{V_{гм}},$$

где  $Q_{2M} = Q_{тр4}$ ,

$$\eta_{огм} = 1 - k_{огм} \cdot \Delta p_{2M},$$

$$\text{где } \Delta p_{2M} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{2M}}{V_{2M} \cdot \eta_{мгм}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_{2M} \cdot \eta_{мгм} \cdot i}.$$

12. Определить частоту вращения фрезы

$$n_{\phi} = \frac{n_{2M}}{i}.$$

13. Определить скорость движения поршня первого гидроцилиндра

$$v_{2ц1} = \frac{Q_{2ц1}}{S_{э2ц1}}$$

где  $Q_{2ц1} = Q_{тр2}$ ,

$$S_{э2ц1} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_{шт1}^2)}{4}.$$

14. Определить скорость движения поршня второго гидроцилиндра

$$v_{2ц2} = \frac{Q_{2ц2}}{S_{э2ц2}},$$

где  $Q_{2ц2} = Q_{тр3}$ ,

$$S_{э2ц2} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_{шт2}^2)}{4}.$$

15. Определить угол обработки детали

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{2ц2}}{v_{2ц1}}.$$



**Библиографический список**

1. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. / Учебное пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. М.: МГИУ, 2003. - 192 с.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. / Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / Под ред. А.А. Шейпака. М.: МГИУ, 2003. - 352 с.
3. Лебедев Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод. Учебное пособие. – М.: МГУЛ, 2000. - 232 с.
4. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1982. - 423 с.
5. Лебедев Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод. Учебное пособие. – М.: МГУЛ, 2000. - 232 с.
6. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. М., Лесная промышленность, 1981. - 424 с.
7. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод лесных машин: учебник / Под ред. А.А. Камусина. М. МГУЛ, 2007. - 314 с.
8. Задачник по гидравлике и гидропневмоприводу / Ю.А. Беленков, А.В. Лепешкин, А.А. Михалин, В.Е. Суздальцев, А.А. Шейпак / под. ред. Ю.А. Беленкова. – М.: Издательство «Экзамен», 2009. - 286 с.

## Приложение 1

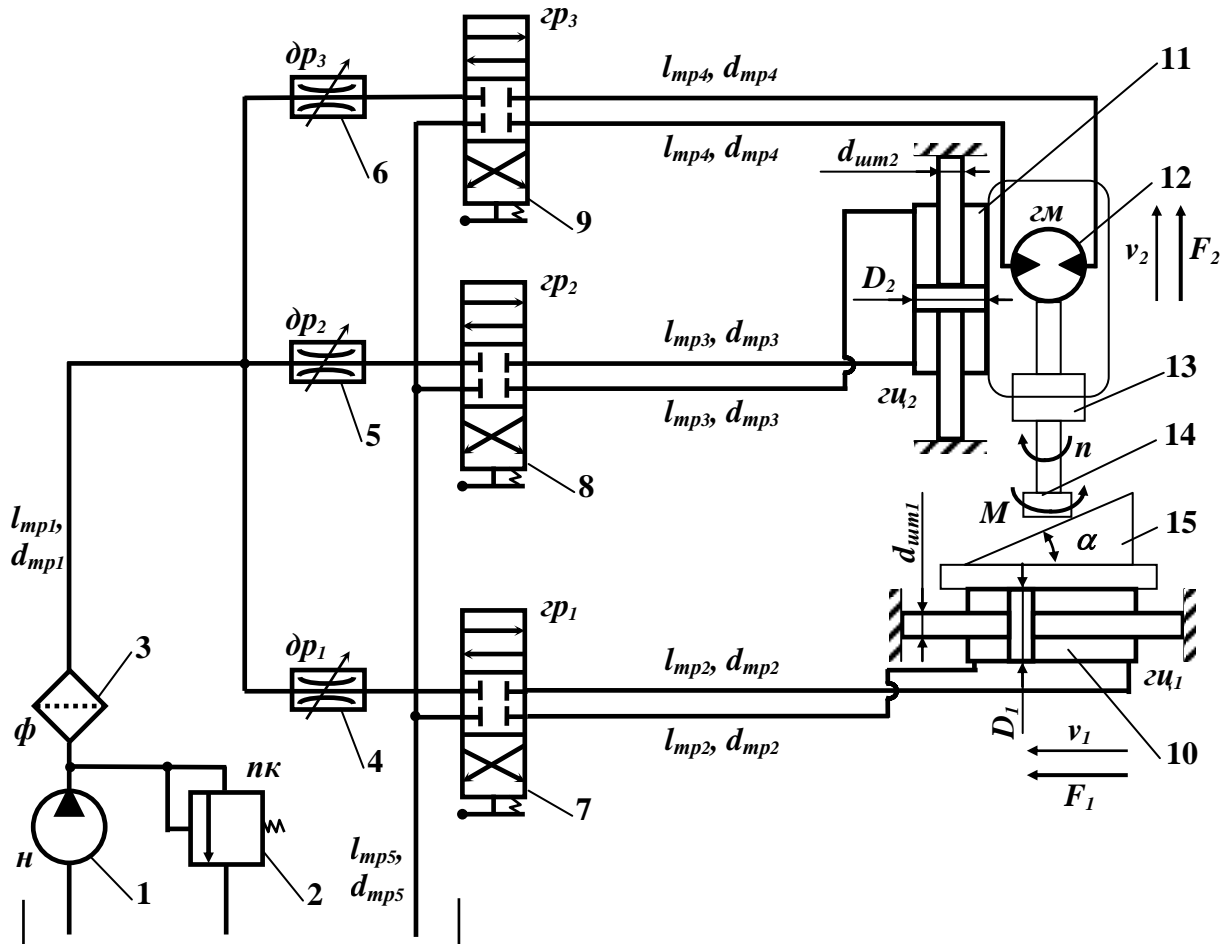
## Варианты задания к выполнению курсовой работы

№ варианта	$S_{dp1}$ , мм <sup>2</sup>	$S_{dp2}$ , мм <sup>2</sup>	$S_{dp3}$ , мм <sup>2</sup>	$F_1$ , кН	$\mu_{dp1}$ , 1	$\mu_{dp2}$ , 1	$\mu_{dp3}$ , 1	$F_2$ , кН	$M$ , Н·м
1	8	6	2	9	0,7	0,7	0,7	10	14
2	6	4	3	10	0,7	0,65	0,6	8	30
3	4	6	3	9	0,7	0,65	0,6	9	40
4	4	3	3	8	0,7	0,65	0,65	12	50
5	5	3	4	8	0,75	0,65	0,65	8	30
6	6	5	4	9	0,65	0,75	0,65	10	30
7	6	3	3	10	0,6	0,7	0,65	12	35
8	5	2	2	10	0,65	0,7	0,6	10	20
9	5	4	3	12	0,65	0,7	0,7	11	25
10	6	2	4	15	0,65	0,7	0,6	10	25
11	5	3	4	13	0,6	0,7	0,7	11	20
12	4	5	3	15	0,6	0,6	0,65	12	27
13	2	4	5	11	0,7	0,6	0,65	12	32
14	4	5	4	13	0,6	0,7	0,6	11	35
15	3	5	4	15	0,6	0,7	0,7	9	67
16	6	3	5	10	0,6	0,7	0,6	12	72
17	5	3	3	8	0,6	0,7	0,7	12	55
18	5	6	3	8	0,7	0,7	0,7	11	63
19	3	7	4	11	0,6	0,7	0,7	12	72
20	3	6	5	12	0,7	0,7	0,65	9	68
21	4	5	5	8	0,7	0,65	0,65	10	54
22	6	3	5	12	0,6	0,7	0,65	8	87
23	6	4	5	8	0,65	0,7	0,65	10	100
24	6	2	3	12	0,65	0,7	0,65	7	120
25	3	4	6	11	0,65	0,65	0,6	6	91
26	3	6	4	12	0,65	0,6	0,7	9	88
27	3	6	5	5	0,7	0,6	0,6	12	69
28	4	5	3	13	0,7	0,65	0,6	11	71
29	6	4	5	12	0,6	0,65	0,6	8	84
30	4	6	3	13	0,65	0,6	0,6	9	99
31	6	4	3	9	0,6	0,65	0,6	12	105
32	3	5	4	5	0,6	0,7	0,6	11	83
33	6	5	4	12	0,6	0,7	0,6	11	140
34	6	3	6	10	0,65	0,7	0,65	8	68
35	3	4	6	12	0,7	0,7	0,65	10	100

**ЗАДАНИЕ**  
на курсовую работу  
по дисциплине  
«Гидравлика»

«Гидропривод механизмов деревообрабатывающих станков»

В гидроприводе деревообрабатывающего станка рабочая жидкость насосом 1 через фильтр 2, регулируемые гидродроссели 4, 5 и 6 и гидрораспределители 7, 8 и 9 подается к гидроцилиндрам 10 и 11, которые осуществляют подачу стола и фрезерной головки, и гидромотору 12, который через редуктор 13 осуществляет вращение фрезы 14. Угол  $\alpha$  обработки детали 15 определяется соотношением скоростей перемещения стола  $v_1$  и фрезерной головки  $v_2$ . Число оборотов фрезы  $n_{фр}$  зависит от числа оборотов гидромотора  $n_{зм}$  и передаточного числа редуктора  $i$ .



**Определить:**

1. Угол обработки детали  $\alpha$ .
2. Мощность, потребляемую насосом  $N_n$ , и его к.п.д.  $\eta_n$ .
3. Число оборотов фрезы  $n_{фр}$ .

### Задачу решать при следующих исходных данных:

- рабочий объем насоса  $V_H = 30 \text{ см}^3$ ; частота вращения вала насоса  $n_H = 1500 \text{ об/мин}$ ; объемный к.п.д. насоса  $\eta_{он} = 0,8$  при  $p = 10,5 \text{ МПа}$ ; механический к.п.д. насоса  $\eta_{мн} = 0,9$ ;
- рабочий объем гидромотора  $V_{2м} = 10 \text{ см}^3$ ; коэффициент удельных утечек жидкости в гидромоторе  $k_{озм} = 0,01 \text{ л/МПа}$ ; механический к.п.д. гидромотора  $\eta_{м2м} = 0,95$ ; передаточное число редуктора  $i = 10$ ;
- диаметры поршней гидроцилиндров  $D_1 = 60 \text{ мм}$ ,  $D_2 = 50 \text{ мм}$ , диаметры штоков гидроцилиндров  $d_{шт1} = 40 \text{ мм}$ ,  $d_{шт2} = 30 \text{ мм}$ , объемные и механические к.п.д. гидроцилиндров  $\eta_{о2ц1} = \eta_{о2ц2} = \eta_{м2ц1} = \eta_{м2ц2} = 1,0$ ;
- длины трубопроводов  $l_{мп1} = 4 \text{ м}$ ,  $l_{мп2} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{мп3} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{мп4} = 3 \text{ м}$ ,  $l_{мп5} = 4 \text{ м}$ ; диаметры трубопроводов  $d_{мп1} = 10 \text{ мм}$ ,  $d_{мп2} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп3} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп4} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{мп5} = 10 \text{ мм}$ ;
- местные сопротивления фильтра 2, каждого канала гидрораспределителей 7, 8 и 9 при расчете заменить эквивалентными длинами  $l_{эф} = 200 \cdot d_{мп1}$ ,  $l_{э2р1} = 100 \cdot d_{мп2}$ ,  $l_{э2р2} = 100 \cdot d_{мп3}$ ,  $l_{э2р3} = 100 \cdot d_{мп4}$ ;
- характеристика переливного клапана задана  $p_{нк \text{ min}} = 10 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 0$ ,  $p_{нк} = 12 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 400 \text{ см}^3/\text{с}$ ;
- плотность рабочей жидкости  $\rho_{жс} = 900 \text{ кг/м}^3$ , вязкость рабочей жидкости  $\nu_{жс} = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$ .

Величины площадей проходных сечений и коэффициенты расхода гидродросселей 4, 5 и 6, усилия вдоль штоков гидроцилиндров 10 и 11, момент на фрезе 14 взять из таблицы вариантов заданий (приложение 2) в соответствии с номером варианта, выдаваемого преподавателем.

№ варианта	$S_{\partial p1}, \text{ мм}^2$	$S_{\partial p2}, \text{ мм}^2$	$S_{\partial p3}, \text{ мм}^2$	$F_1, \text{ кН}$	$\mu_{\partial p1}, 1$	$\mu_{\partial p2}, 1$	$\mu_{\partial p3}, 1$	$F_2, \text{ кН}$	$M, \text{ Н}\cdot\text{м}$

Указание: Задача решается графоаналитическим методом.

### Требования к оформлению курсовой работы

Оформленная курсовая работа должна включать в себя:

1. Титульный лист с указанием номера задания, названия работы, фамилии студента и преподавателя.
2. Бланк задания, включающий принципиальную схему, исходные данные и вопросы, требующие ответа.
3. Расчетно-графическую часть, в которую входят эквивалентная схема, аналитические расчеты и графические построения, выполненные на миллиметровой бумаге стандартного формата (А3).
4. Полные ответы на поставленные в задании вопросы.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФГБОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ЛЕСА»

---

Институт подготовки специалистов без отрыва от производства

# КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

«Гидравлика»

«Гидропривод механизмов деревообрабатывающих станков»

Выполнил: студент гр. ДМ-31

Иванов И.И.

Проверил: доцент, к.т.н

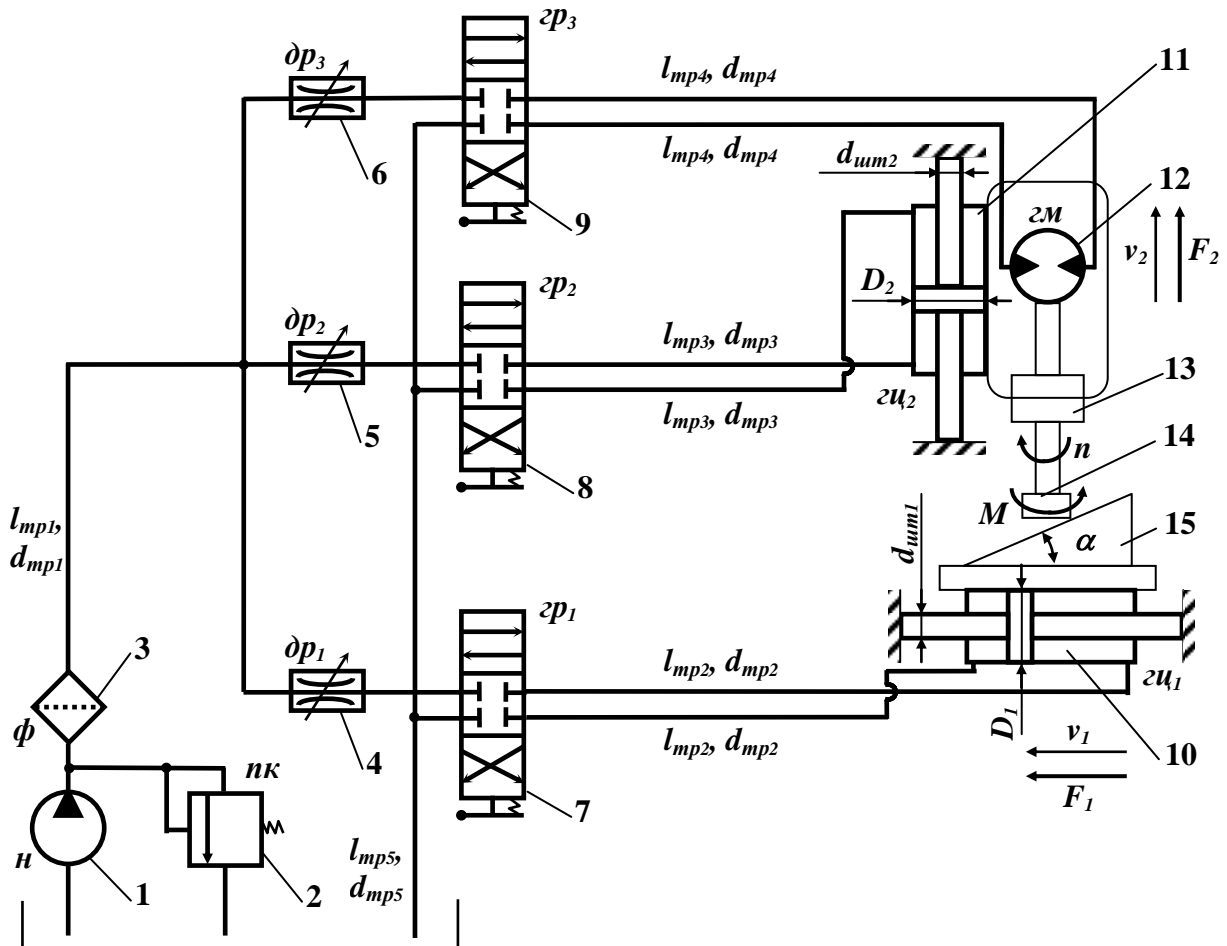
Шевляков А.А.

Мытищи  
201\_ г.

**ЗАДАНИЕ**  
на курсовую работу  
по дисциплине  
«Гидравлика»

«Гидропривод механизмов деревообрабатывающих станков»

В гидроприводе деревообрабатывающего станка рабочая жидкость насосом **1** через фильтр **2**, регулируемые гидродроссели **4**, **5** и **6** и гидрораспределители **7**, **8** и **9** подается к гидроцилиндрам **10** и **11**, которые осуществляют подачу стола и фрезерной головки, и гидромотору **12**, который через редуктор **13** осуществляет вращение фрезы **14**. Угол  $\alpha$  обработки детали **15** определяется соотношением скоростей перемещения стола  $v_1$  и фрезерной головки  $v_2$ . Число оборотов фрезы  $n_{фр}$  зависит от числа оборотов гидромотора  $n_{зм}$  и передаточного числа редуктора  $i$ .



**Определить:**

1. Угол обработки детали  $\alpha$ .
2. Мощность, потребляемую насосом  $N_n$ , и его к.п.д.  $\eta_n$ .
3. Число оборотов фрезы  $n_{фр}$ .

**Задачу решать при следующих исходных данных:**

- рабочий объем насоса  $V_H = 30 \text{ см}^3$ ; частота вращения вала насоса  $n_H = 1500 \text{ об/мин}$ ; объемный к.п.д. насоса  $\eta_{он} = 0,8$  при  $p = 10,5 \text{ МПа}$ ; механический к.п.д. насоса  $\eta_{мн} = 0,9$ ;
- рабочий объем гидромотора  $V_{2м} = 10 \text{ см}^3$ ; коэффициент удельных утечек жидкости в гидромоторе  $k_{озм} = 0,01 \text{ л/МПа}$ ; механический к.п.д. гидромотора  $\eta_{м2м} = 0,95$ ; передаточное число редуктора  $i = 10$ ;
- диаметры поршней гидроцилиндров  $D_1 = 60 \text{ мм}$ ,  $D_2 = 50 \text{ мм}$ , диаметры штоков гидроцилиндров  $d_{шт1} = 40 \text{ мм}$ ,  $d_{шт2} = 30 \text{ мм}$ , объемные и механические к.п.д. гидроцилиндров  $\eta_{о2ц1} = \eta_{о2ц2} = \eta_{м2ц1} = \eta_{м2ц2} = 1,0$ ;
- длины трубопроводов  $l_{mp1} = 4 \text{ м}$ ,  $l_{mp2} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{mp3} = 2 \text{ м}$ ,  $l_{mp4} = 3 \text{ м}$ ,  $l_{mp5} = 4 \text{ м}$ ; диаметры трубопроводов  $d_{mp1} = 10 \text{ мм}$ ,  $d_{mp2} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{mp3} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{mp4} = 8 \text{ мм}$ ,  $d_{mp5} = 10 \text{ мм}$ ;
- местные сопротивления фильтра 2, каждого канала гидрораспределителей 7, 8 и 9 при расчете заменить эквивалентными длинами  $l_{эф} = 200 \cdot d_{mp1}$ ,  $l_{э2р1} = 100 \cdot d_{mp2}$ ,  $l_{э2р2} = 100 \cdot d_{mp3}$ ,  $l_{э2р3} = 100 \cdot d_{mp4}$ ;
- характеристика переливного клапана задана  $p_{нк \text{ min}} = 10 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 0$ ,  $p_{нк} = 12 \text{ МПа}$  при  $Q_K = 400 \text{ см}^3/\text{с}$ ;
- плотность рабочей жидкости  $\rho_{жс} = 900 \text{ кг/м}^3$ , вязкость рабочей жидкости  $\nu_{жс} = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$ .

Величины площадей проходных сечений и коэффициенты расхода гидродросселей 4, 5 и 6, усилия вдоль штоков гидроцилиндров 10 и 11, момент на фрезе 14 взять из таблицы вариантов заданий (приложение 2) в соответствии с номером варианта, выдаваемого преподавателем.

№ варианта	$S_{\partial p1}, \text{ мм}^2$	$S_{\partial p2}, \text{ мм}^2$	$S_{\partial p3}, \text{ мм}^2$	$F_1, \text{ кН}$	$\mu_{\partial p1}, 1$	$\mu_{\partial p2}, 1$	$\mu_{\partial p3}, 1$	$F_2, \text{ кН}$	$M, \text{ Н}\cdot\text{м}$
10	8/	6	2	9	0,7	0,7	0,7	10	14

Указание: Задача решается графоаналитическим методом.

### Требования к оформлению курсовой работы

Оформленная курсовая работа должна включать в себя:

1. Титульный лист с указанием номера задания, названия работы, фамилии студента и преподавателя.
2. Бланк задания, включающий принципиальную схему, исходные данные и вопросы, требующие ответа.
3. Расчетно-графическую часть, в которую входят эквивалентная схема, аналитические расчеты и графические построения, выполненные на миллиметровой бумаге стандартного формата (А3).
4. Полные ответы на поставленные в задании вопросы.

## 1. Переводим заданные величины в систему СИ

Обозначения	Заданные величины	Величины, переведённые в систему СИ
$V_H$	30 см	$30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$
$n_H$	1500 об/мин	25 об/с
$p$	10,5 МПа	$10,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$
$V_{гм}$	10 см <sup>3</sup>	$1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$
$k_{огм}$	0,01 1/МПа	$0,01 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Па}$
$D_1$	60 мм	$60 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$D_2$	50 мм	$50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{ум1}$	40 мм	$40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{ум2}$	30 мм	$30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{мп1}$	10 мм	$10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{мп2}$	8 мм	$8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{мп3}$	8 мм	$8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{мп4}$	8 мм	$8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$d_{мп5}$	10 мм	$10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
$p_{нк min}$	10 МПа	$10 \cdot 10^6 \text{ Па}$
$Q_K$	0 см <sup>3</sup> /с	0 м <sup>3</sup> /с
$p_{нк}$	12 МПа	$12 \cdot 10^6 \text{ Па}$
$Q_K$ при 12 МПа	400 см <sup>3</sup> /с	$4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$
$\nu_{ж}$	0,4 см <sup>2</sup> /с	$0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$
$n_{он}$	0,8	0,8
$\eta_{ми}$	0,9	0,9
$\eta_{мгм}$	0,95	0,95
$i$	10	10
$\eta_{огц1} = \eta_{огц2} = \eta_{мгц1} = \eta_{мгц2}$	1	1
$\rho_{ж}$	900 кг/м <sup>3</sup>	900 кг/м <sup>3</sup>

Эквивалентные длины

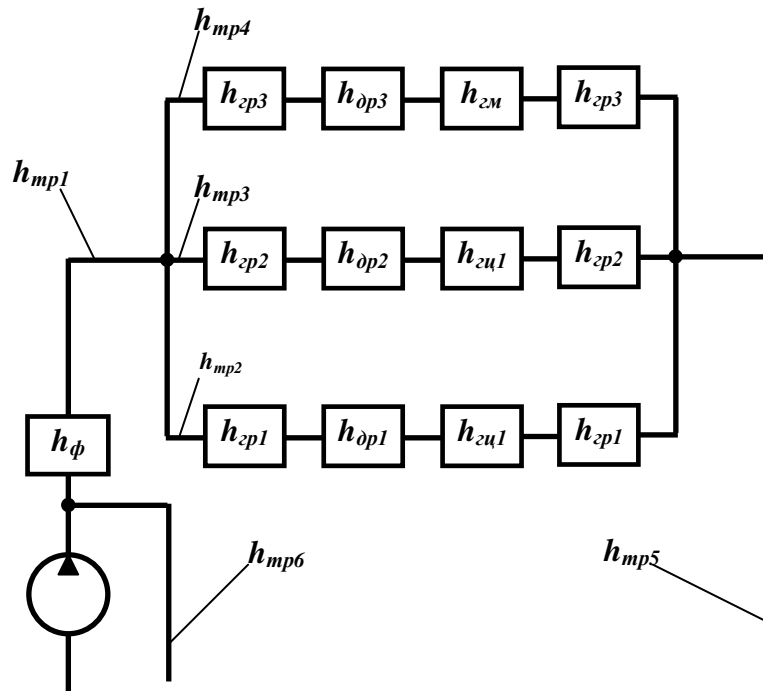
$$l_{зф} = 200 \cdot d_{мп}; \quad l_{зр1} = 100 \cdot d_{мп2}; \quad l_{зр2} = 100 \cdot d_{мп3}; \quad l_{зр3} = 100 \cdot d_{мп4}$$

Вариант № 10

№ вар.	$S_{др1}$	$S_{др2}$	$S_{др3}$	$F_1$	$\mu_{др1}$	$\mu_{др2}$	$\mu_{др3}$	$F_2$	$M$
10	8 мм <sup>2</sup>	6 мм <sup>2</sup>	2 мм <sup>2</sup>	9 кН	0,7	0,7	0,7	10 кН	14 Н·м
	$8 \cdot 10^6 \text{ м}$	$6 \cdot 10^6 \text{ м}$	$2 \cdot 10^6 \text{ м}$	$9 \cdot 10^3 \text{ Н}$	0,7	0,7	0,7	$10^4 \text{ Н}$	14 Н·м



## 2. Составляем эквивалентную схему гидропривода



3. Проводим аналитические расчёты, необходимые для построения расходных характеристик трубопроводов, входящих в гидропривод, придерживаясь следующего порядка:

### 3.1. Определяем теоретическую подачу насоса

$$Q_{нт} = V_n \cdot n_n = 30 \cdot 10^{-5} \cdot 25 = 75 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.2. Определяем величину потребного напора в зависимости от расхода жидкости для каждого отдельного трубопровода

Считаем что все трубопроводы гидравлические гладкие, а в диапазоне работы насосной установки возможен как ламинарный, так и турбулентный режим.

3.2.1. Определяем критическую величину расхода  $Q_{mpi_{кр}}$  для каждого отдельного трубопровода, по величине критического числа Рейнольдса  $Re_{i_{кр}} = 2320$

$$Re_{i_{кр}} = \frac{v_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{v_{жс}} = \frac{Q_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{S_{mpi} \cdot v_{жс}} = \frac{4 \cdot Q_{mpi_{кр}} \cdot d_{mpi}}{\pi \cdot d_{mpi}^2 \cdot v_{жс}} = \frac{4 \cdot Q_{mpi_{кр}}}{\pi \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}},$$

$$Q_{mpi_{кр}} = \frac{Re_{i_{кр}} \cdot \pi \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}}{4} = \frac{2320 \cdot 3,14 \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}}{4} = 1821,2 \cdot d_{mpi} \cdot v_{жс}.$$

для 1 трубопровода

$$Q_{mp1_{кр}} = 1821,2 \cdot d_{mp1} \cdot v_{жс} = 1821,2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 72,88 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

для 2 трубопровода

$$Q_{mp2_{кр}} = 1821,2 \cdot d_{mp2} \cdot v_{жс} = 1821,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 58,31 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

для 3 трубопровода

$$Q_{mp3_{кр}} = 1821,2 \cdot d_{mp3} \cdot v_{жс} = 1821,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 58,31 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

для 4 трубопровода

$$Q_{mp4_{кр}} = 1821,2 \cdot d_{mp4} \cdot v_{жс} = 1821,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 58,31 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

для 5 трубопровода

$$Q_{mp5_{кр}} = 1821,2 \cdot d_{mp5} \cdot v_{жс} = 1821,2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} = 72,88 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

### 3.2.2. Определяем потери напора по длине для каждого отдельного трубопровода

Для определения потерь напора по длине данного трубопровода используем формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_{mpi} = \lambda_i \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{v_{mpi}^2}{2 \cdot g} = \lambda_i \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}.$$

Для нахождения коэффициента гидравлического трения, при  $Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}}$  используем выражение для ламинарного режима движения жидкости для круглых труб (формула Пуазейля)

$$\lambda = \frac{64}{Re_i} = \frac{64 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{4 \cdot Q_{mpi}} = \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}},$$

а при  $Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}}$  – формулу для зоны гидравлически гладких труб ( Блазиуса)

$$\lambda_{mpi} = \frac{0,3164}{Re_i^{0,25}} = \frac{0,3164 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{4^{0,25} \cdot Q_{mpi}^{0,25}} = \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}}.$$

С учётом этого выражения для расчёта коэффициента гидравлического сопротивления принимает следующий вид

$$\lambda_{mpi} = \begin{cases} \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}} \\ \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}}, & \text{при } Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}} \end{cases}$$

Подставим это выражение в формулу Дарси – Вебаха , получим

$$h_{mpi} = \begin{cases} \frac{16 \cdot \pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi}}{Q_{mpi}} \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}} \\ \frac{0,223 \cdot (\pi \cdot v_{жс} \cdot d_{mpi})^{0,25}}{Q_{mpi}^{0,25}} \cdot \frac{l_{mpi}}{d_{mpi}} \cdot \frac{8 \cdot Q_{mpi}^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}} \end{cases}$$

После преобразований формула для расчёта потерь напора по длине данного трубопровода примет следующий вид:

$$h_{mpi} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}}{g \cdot \pi \cdot d_{mpi}^4}, & \text{при } Q_{mpi} \leq Q_{mpi_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mpi} \cdot Q_{mpi}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mpi}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mpi} > Q_{mpi_{кр}} \end{cases}$$

для трубопровода 1

$$h_{mp1} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mp1} \cdot Q_{mp1}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp1}^4}, & \text{при } Q_{mp1} \leq Q_{mp1_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mp1} \cdot Q_{mp1}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp1}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp1} > Q_{mp1_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{mp1} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot Q_{mp1}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4} = 6,649 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp1}, & \text{при } Q_{mp1} \leq Q_{mp1_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 4 \cdot Q_{mp1}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 2,47 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp1}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp1} > Q_{mp1_{кр}} \end{cases}$$

для трубопровода 2

$$h_{mp2} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mp2} \cdot Q_{mp2}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp2}^4}, & \text{при } Q_{mp2} \leq Q_{mp2_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mp2} \cdot Q_{mp2}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp2}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp2} > Q_{mp2_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{mp2} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot Q_{mp2}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 8,116 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp2}, & \text{при } Q_{mp2} \leq Q_{mp2_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 2 \cdot Q_{mp2}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 3,554 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp2}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp2} > Q_{mp2_{кр}} \end{cases}$$

для трубопровода 3

$$h_{mp3} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mp3} \cdot Q_{mp3}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp3}^4}, & \text{при } Q_{mp3} \leq Q_{mp3_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mp3} \cdot Q_{mp3}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp3}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp3} > Q_{mp3_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{mp3} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot Q_{mp3}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 8,116 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp3}, & \text{при } Q_{mp3} \leq Q_{mp3_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 2 \cdot Q_{mp3}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 3,554 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp3}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp3} > Q_{mp3_{кр}} \end{cases}$$

для трубопровода 4

$$h_{mp4} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mp4} \cdot Q_{mp4}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp4}^4}, & \text{при } Q_{mp4} \leq Q_{mp4_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mp4} \cdot Q_{mp4}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp4}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp4} > Q_{mp4_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{mp4} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 3 \cdot Q_{mp4}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 1,217 \cdot 10^5 \cdot Q_{mp4}, & \text{при } Q_{mp4} \leq Q_{mp4_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 3 \cdot Q_{mp4}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 5,346 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp4}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp4} > Q_{mp4_{кр}} \end{cases}$$

для трубопровода 5

$$h_{mp5} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{mp5} \cdot Q_{mp5}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp5}^4}, & \text{при } Q_{mp5} \leq Q_{mp5_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{mp5} \cdot Q_{mp5}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp5}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp5} > Q_{mp5_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{mp5} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot Q_{mp5}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4} = 6,649 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp5}, & \text{при } Q_{mp5} \leq Q_{mp5_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 4 \cdot Q_{mp5}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 2,47 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp5}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp5} > Q_{mp5_{кр}} \end{cases}$$

### 3.2.3. Определяем потери напора на местных сопротивлениях для каждого отдельного трубопровода

Потери напора на местных сопротивлениях для каждого отдельного трубопровода определяем как сумму всех местных сопротивлений на данном трубопроводе, в качестве которых выступают гидравлические аппараты или устройства, установленные на нём.

$$h_{mci} = \sum_{j=1}^m h_{mcij},$$

где  $j$  –  $j$ -тое местное сопротивление, установленное на  $i$ -том трубопроводе;

$m$  – количество местных сопротивлений, установленных на  $i$ -том трубопроводе;

для 1 трубопровода

$$h_{mc1} = h_{\phi},$$

где

$$h_{\phi} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{\phi} \cdot Q_{mp1}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp1}^4}, & \text{при } Q_{mp1} \leq Q_{mp1_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{\phi} \cdot Q_{mp1}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp1}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp1} > Q_{mp1_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{\phi} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 200 \cdot (10 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp1}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^4} = 3,324 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp1}, & \text{при } Q_{mp1} \leq Q_{mp1_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 200 \cdot (10 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp1}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 1,235 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp1}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp1} > Q_{mp1_{кр}} \end{cases}$$

для 2 трубопровода

$$h_{мс2} = h_{\partial p1} + 2h_{zpl} + h_{zyl},$$

где

$$h_{\partial p1} = \frac{Q_{mp2}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{\partial p1}^2 \cdot S_{\partial p1}^2};$$

$$h_{zpl} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{\partial p1} \cdot Q_{mp2}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp2}^4}, & \text{при } Q_{mp2} \leq Q_{mp2_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{\partial p1} \cdot Q_{mp2}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp2}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp2} > Q_{mp2_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zpl} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp2}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp2}, & \text{при } Q_{mp2} \leq Q_{mp2_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp2}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp2}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp2} > Q_{mp2_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zyl} = \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{\partial zyl}},$$

$$S_{\partial zyl} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_{um1}^2)}{4};$$

для 3 трубопровода

$$h_{мс3} = h_{\partial p2} + 2 \cdot h_{zpl} + h_{zyl};$$

где

$$h_{\partial p2} = \frac{Q_{mp3}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{\partial p2}^2 \cdot S_{\partial p2}^2};$$

$$h_{zpl} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{\partial p2} \cdot Q_{mp3}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp3}^4}, & \text{при } Q_{mp3} \leq Q_{mp3_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{\partial p2} \cdot Q_{mp3}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp3}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp3} > Q_{mp3_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zр2} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp3}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp3}, & \text{при } Q_{mp3} \leq Q_{mp3_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp3}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp3}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp3} > Q_{mp3_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zч2} = \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{эч2}},$$

$$S_{эч2} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_{ум2}^2)}{4};$$

для 4 трубопровода

$$h_{мс4} = h_{др3} + 2h_{zр3} + h_{zм},$$

где

$$h_{др3} = \frac{Q_{mp4}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{др3}^2 \cdot S_{др3}^2};$$

$$h_{zр3} = \begin{cases} \frac{128 \cdot v_{жс} \cdot l_{зр3} \cdot Q_{mp4}}{g \cdot \pi \cdot d_{mp4}^4}, & \text{при } Q_{mp4} \leq Q_{mp4_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot v_{жс}^{0,25} \cdot l_{зр3} \cdot Q_{mp4}^{1,75}}{g \cdot \pi^{1,75} \cdot d_{mp4}^{4,75}}, & \text{при } Q_{mp4} > Q_{mp4_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zр3} = \begin{cases} \frac{128 \cdot 0,4 \cdot 10^{-4} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp4}}{9,81 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^4} = 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp4}, & \text{при } Q_{mp4} \leq Q_{mp4_{кр}} \\ \frac{1,784 \cdot (0,4 \cdot 10)^{0,25} \cdot 100 \cdot (8 \cdot 10^{-3}) \cdot Q_{mp4}^{1,75}}{9,81 \cdot 3,14^{1,75} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^{4,75}} = 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp4}^{1,75}, & \text{при } Q_{mp4} > Q_{mp4_{кр}} \end{cases}$$

$$h_{zм} = \frac{\Delta p_{zм}}{\rho_{жс} \cdot g};$$

$$\Delta p_{zм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{zм}}{V_{zм} \cdot \eta_{мzм} \cdot i}.$$

для 5 трубопровода

$$h_{мс5} = 0.$$

**3.2.4. Определяем потребный напор для каждого отдельного трубопровода с учётом полученных зависимостей для потерь напора по длине и потерь напора на местных сопротивлениях для данного трубопровода**

$$H_{потри} = h_{три} + \sum_{j=1}^m h_{мсij}.$$

для 1 трубопровода

при  $Q_{mp1} \leq Q_{mp1_{кр}}$

$$H_{номp1} = 6,649 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp1} + 3,324 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp1},$$

при  $Q_{mp1} > Q_{mp1_{кр}}$

$$H_{номp1} = 2,47 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp1}^{1,75} + 1,235 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp1}^{1,75}.$$

для 2 трубопровода

при  $Q_{mp2} \leq Q_{mp2_{кр}}$

$$H_{номp2} = 8,116 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp2} + \frac{Q_{mp2}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp1}^2 \cdot S_{dp1}^2} + 2 \cdot 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp2} + \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{эц2}};$$

при  $Q_{mp2} > Q_{mp2_{кр}}$

$$H_{номp2} = 3,554 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp2}^{1,75} + \frac{Q_{mp2}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp1}^2 \cdot S_{dp1}^2} + 2 \cdot 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp2}^{1,75} + \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{эц2}};$$

для 3 трубопровода

при  $Q_{mp3} \leq Q_{mp3_{кр}}$

$$H_{номp3} = 8,116 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp3} + \frac{Q_{mp3}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp2}^2 \cdot S_{dp2}^2} + 2 \cdot 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp3} + \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{эц2}};$$

при  $Q_{mp3} > Q_{mp3_{кр}}$

$$H_{номp3} = 3,554 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp3}^{1,75} + \frac{Q_{mp3}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp2}^2 \cdot S_{dp2}^2} + 2 \cdot 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp3}^{1,75} + \frac{F_1}{\rho_{жс} \cdot g \cdot S_{эц2}};$$

для 4 трубопровода

при  $Q_{mp4} \leq Q_{mp4_{кр}}$

$$H_{номp4} = 1,217 \cdot 10^5 \cdot Q_{mp4} + \frac{Q_{mp4}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp3}^2 \cdot S_{dp3}^2} + 2 \cdot 6,493 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp4} + \frac{\Delta p_{гм}}{\rho_{жс} \cdot g};$$

при  $Q_{mp4} > Q_{mp4_{кр}}$

$$H_{номp4} = 5,346 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp4}^{1,75} + \frac{Q_{mp4}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_{dp3}^2 \cdot S_{dp3}^2} + 2 \cdot 2,851 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp4} + \frac{\Delta p_{гм}}{\rho_{жс} \cdot g};$$

для 5 трубопровода

при  $Q_{mp5} \leq Q_{mp5_{кр}}$

$$H_{номp5} = 6,649 \cdot 10^4 \cdot Q_{mp5};$$

при  $Q_{mp5} > Q_{mp5_{кр}}$

$$H_{номp5} = 2,47 \cdot 10^7 \cdot Q_{mp5}^{1,75}.$$

**3.2.5. Находим значения потребного напора для каждого отдельного трубопровода, задавая значения расхода  $Q_{mpi}$  от 0 до  $1,4 \cdot Q_{нт}$  с шагом  $0,2 \cdot Q_{нт}$ . Полученные данные заносим в таблицу  $i: = 1 \dots 7$**

$Q_{mpi}, \text{ м}^3/\text{с}$	0	$15 \cdot 10^{-5}$	$30 \cdot 10^{-5}$	$45 \cdot 10^{-5}$	$60 \cdot 10^{-5}$	$75 \cdot 10^{-5}$	$90 \cdot 10^{-5}$
$H_{номp1}, \text{ м}$	0	15	30	45	60	128	176
$H_{номp2}, \text{ м}$	649	707	839	1044	1384	1785	2271
$H_{номp3}, \text{ м}$	901	988	1205	1552	2092	2749	3547
$H_{номp4}, \text{ м}$	105	718	2501	5455	9658	15020	21560
$H_{номp5}, \text{ м}$	0	10	20	30	40	85	117

$Q_{mp6}, \text{ м}^3/\text{с}$	0	$40 \cdot 10^{-5}$
$H_{номp6}, \text{ м}$	1133	1359

**3.3. Строим графики зависимости  $H_{номpi} = f(Q_{mpi})$  для каждого отдельного трубопровода в одних координатах (см. рис. 2)**

**3.4. Строим суммарную характеристику гидропривода сложением графиков  $H_{номpi} = f(Q_{mpi})$ , придерживаясь следующего порядка**

**3.4.1. Складываем графики потребных напоров для трубопроводов 2, 3 и 4**

Трубопроводы 2, 3 и 4 работают параллельно, следовательно, сложение графиков их потребных напоров проводим по горизонтали (см. рис. 3).

$$Q_{2-4} = Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad \text{при} \quad H_{номi} = const$$



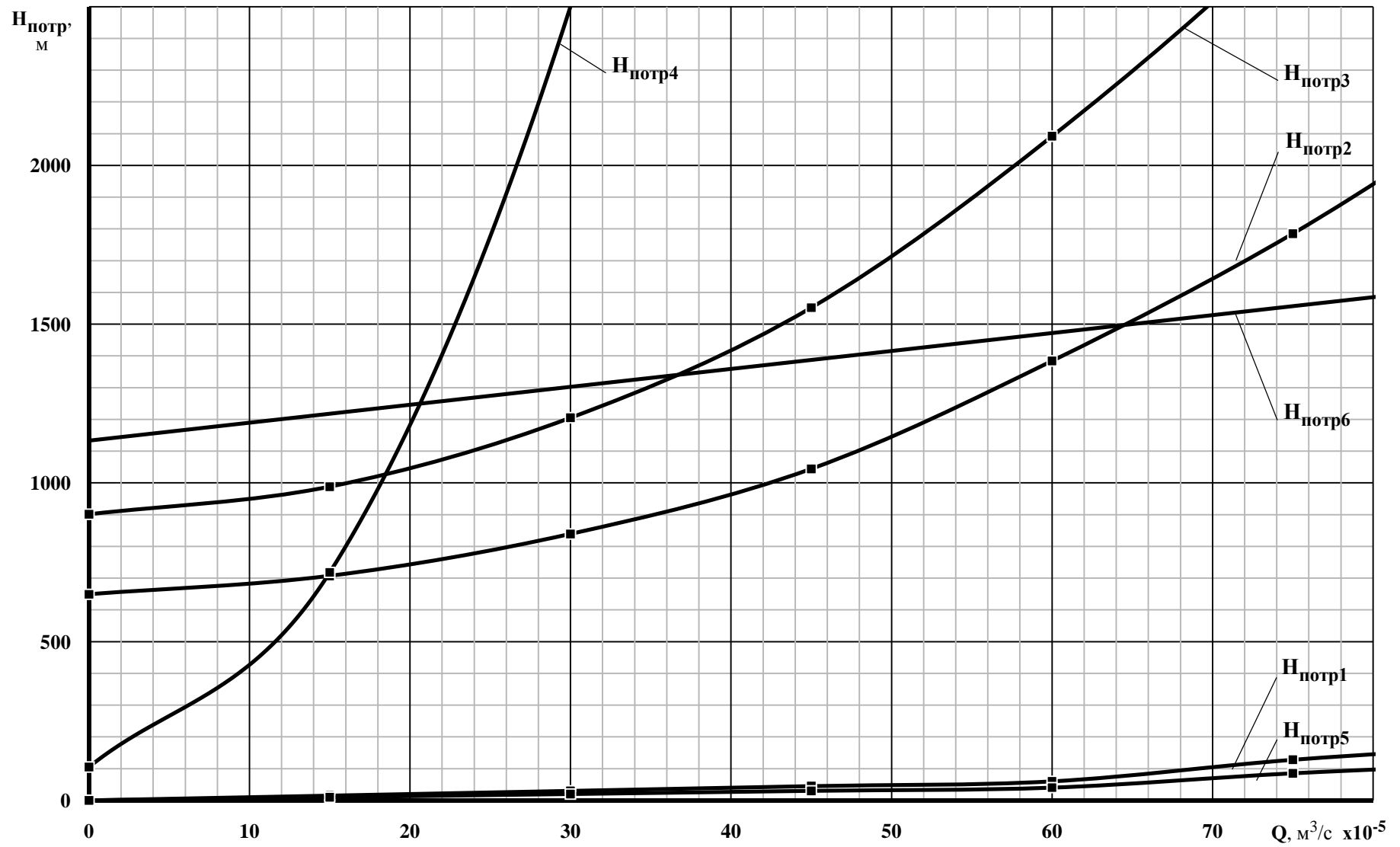


Рис. 2. Расходные характеристики трубопроводов гидропривода

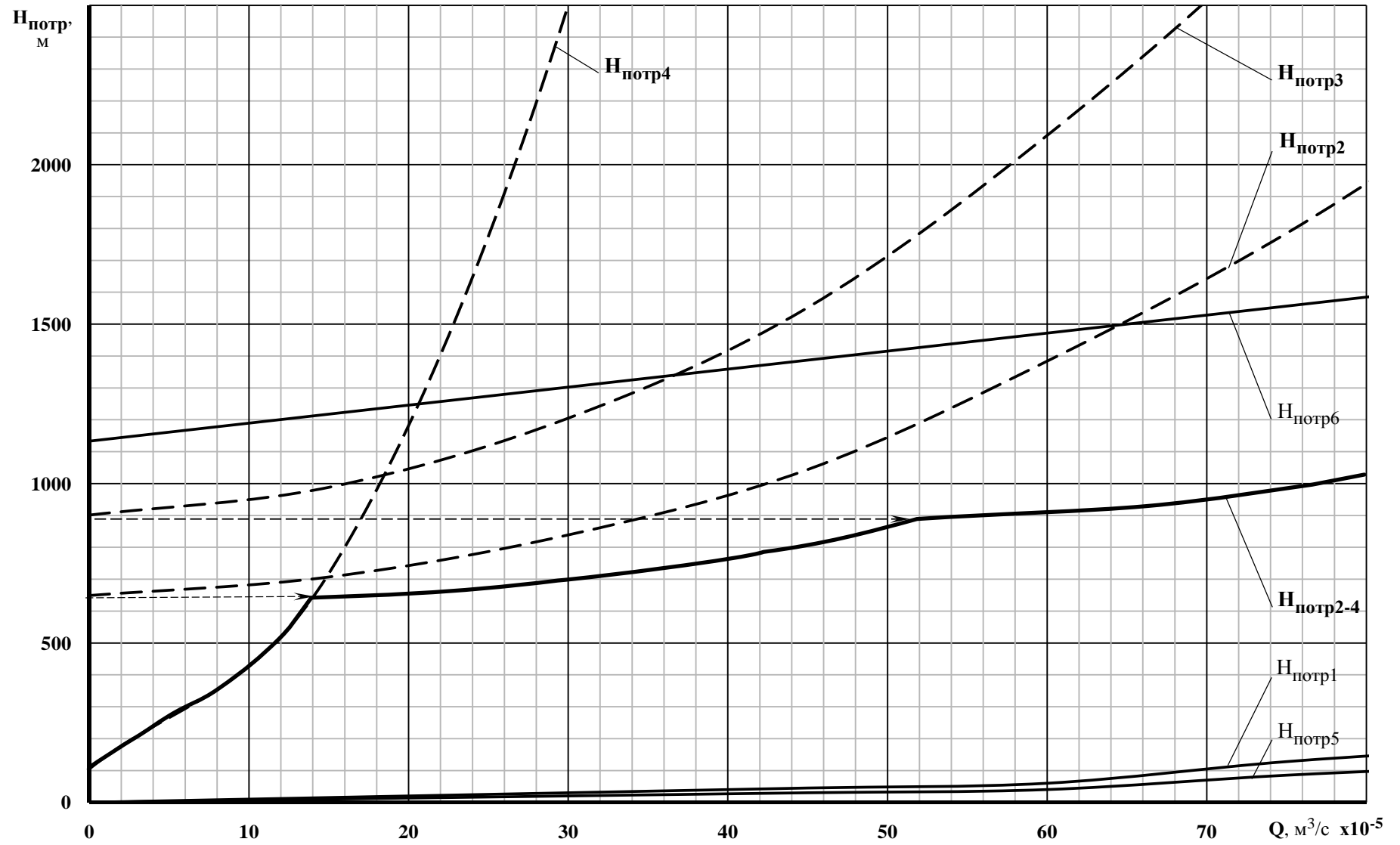
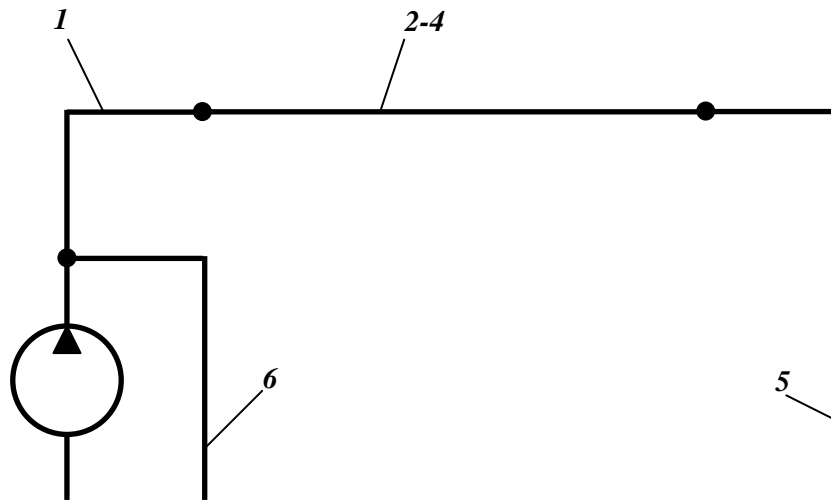


Рис. 3. Сложение параллельно соединенных трубопроводов 2, 3 и 4

### 3.4.2. Упрощаем эквивалентную схему гидропривода

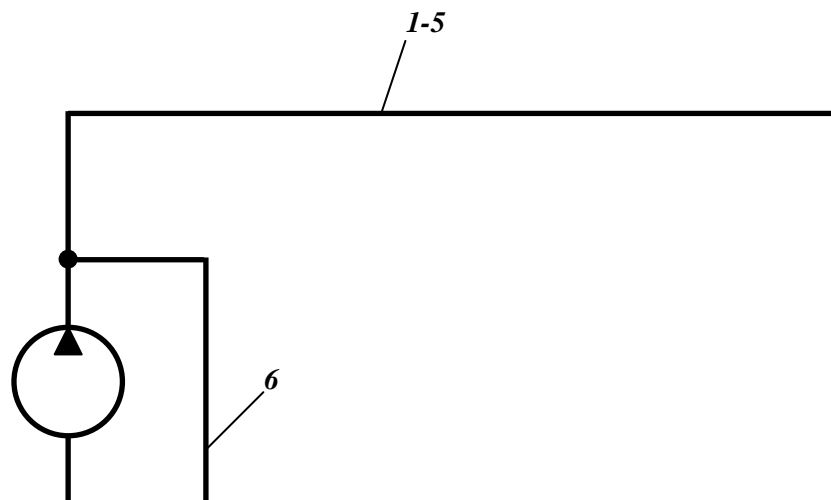


### 3.4.3. Складываем трубопроводы 1, 2-4 и 5

Трубопроводы 1, 2-4, 5 работают последовательно. Их сложение ведем по вертикали (см. рис. 4).

$$h_{1-5} = h_1 + h_{2-4} + h_5 \quad \text{при } Q = \text{const.}$$

### 3.4.4. Упрощаем эквивалентную схему



### 3.4.5. Складываем трубопроводы 1-5 и 6

Трубопроводы 1-5 и 6 работают параллельно. Их сложение ведем по горизонтали (см. рис. 5).

$$Q_{\Sigma} = Q_{1-5} + Q_6 \quad \text{при } H_{\text{ном}i} = \text{const.}$$

### 3.4.6. График $H_{\text{ном}p\Sigma}$ является суммарной характеристикой гидропривода

## 4. Определяем значение потребного напора $h_n$ графически (см. рис. 6)

$$h_n = 1140 \text{ м.}$$

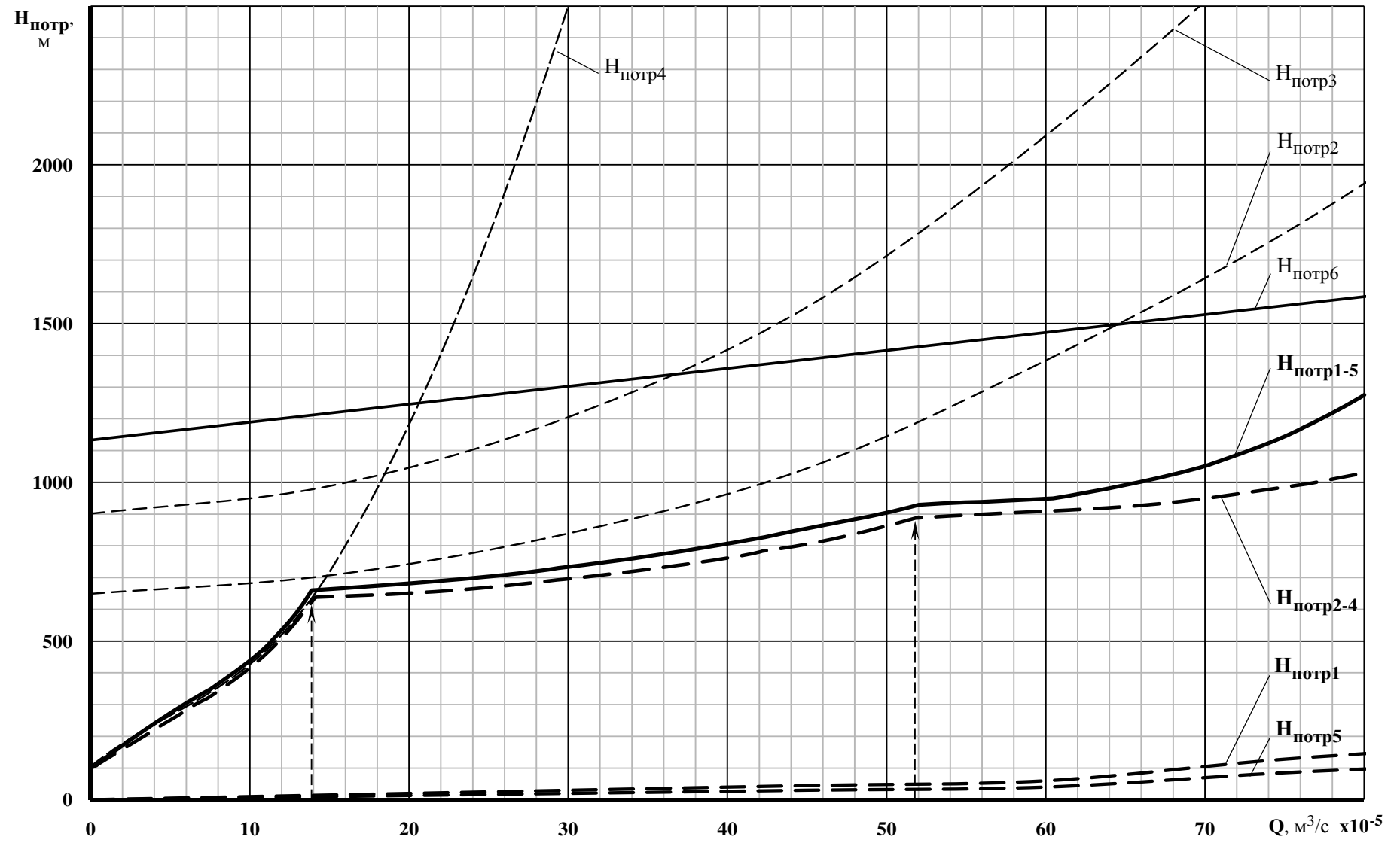


Рис. 4. Сложение последовательно соединенных трубопроводов 1, 5 и 2-4

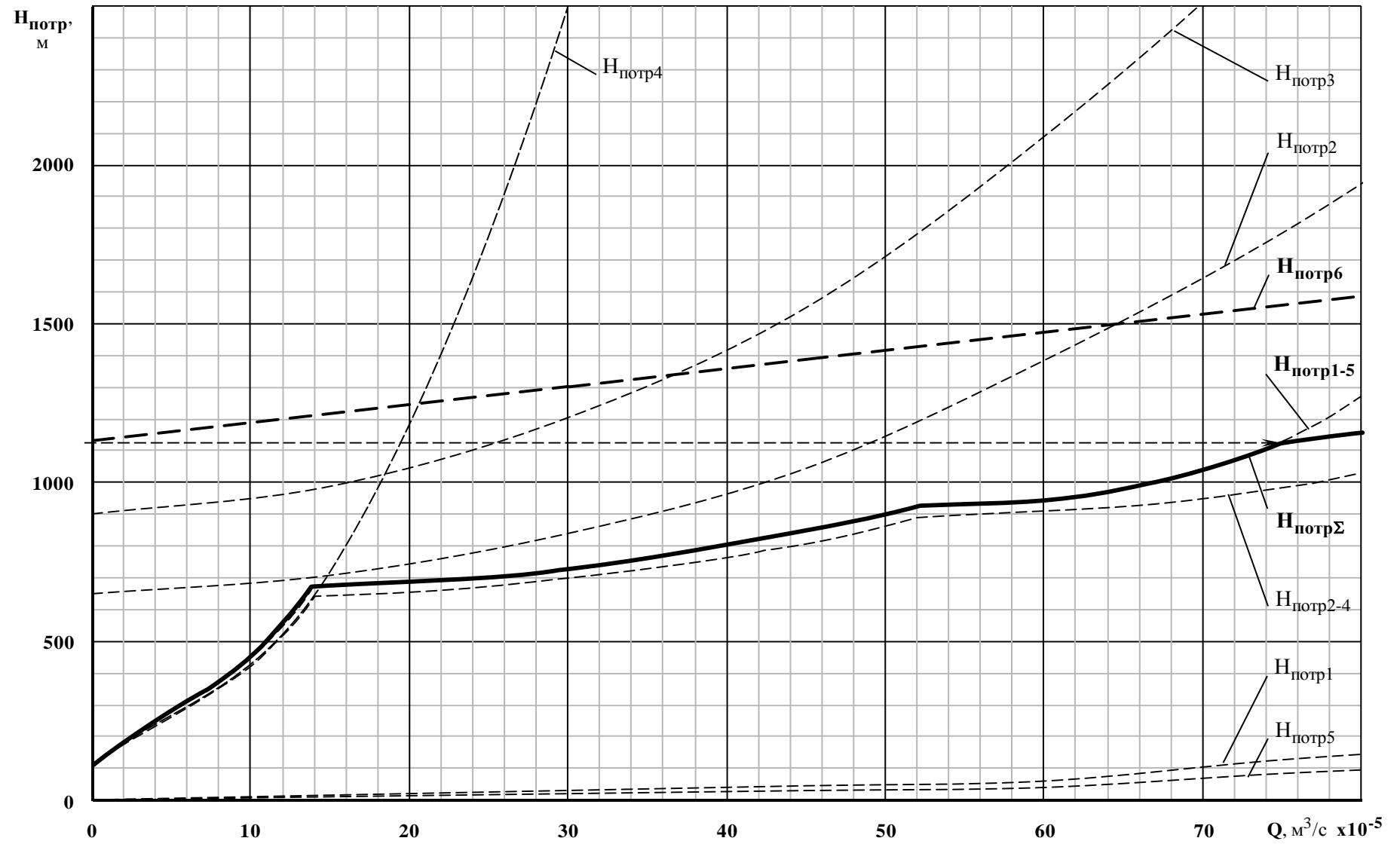


Рис. 5. Сложение параллельно соединенных трубопроводов 1-5 и 6

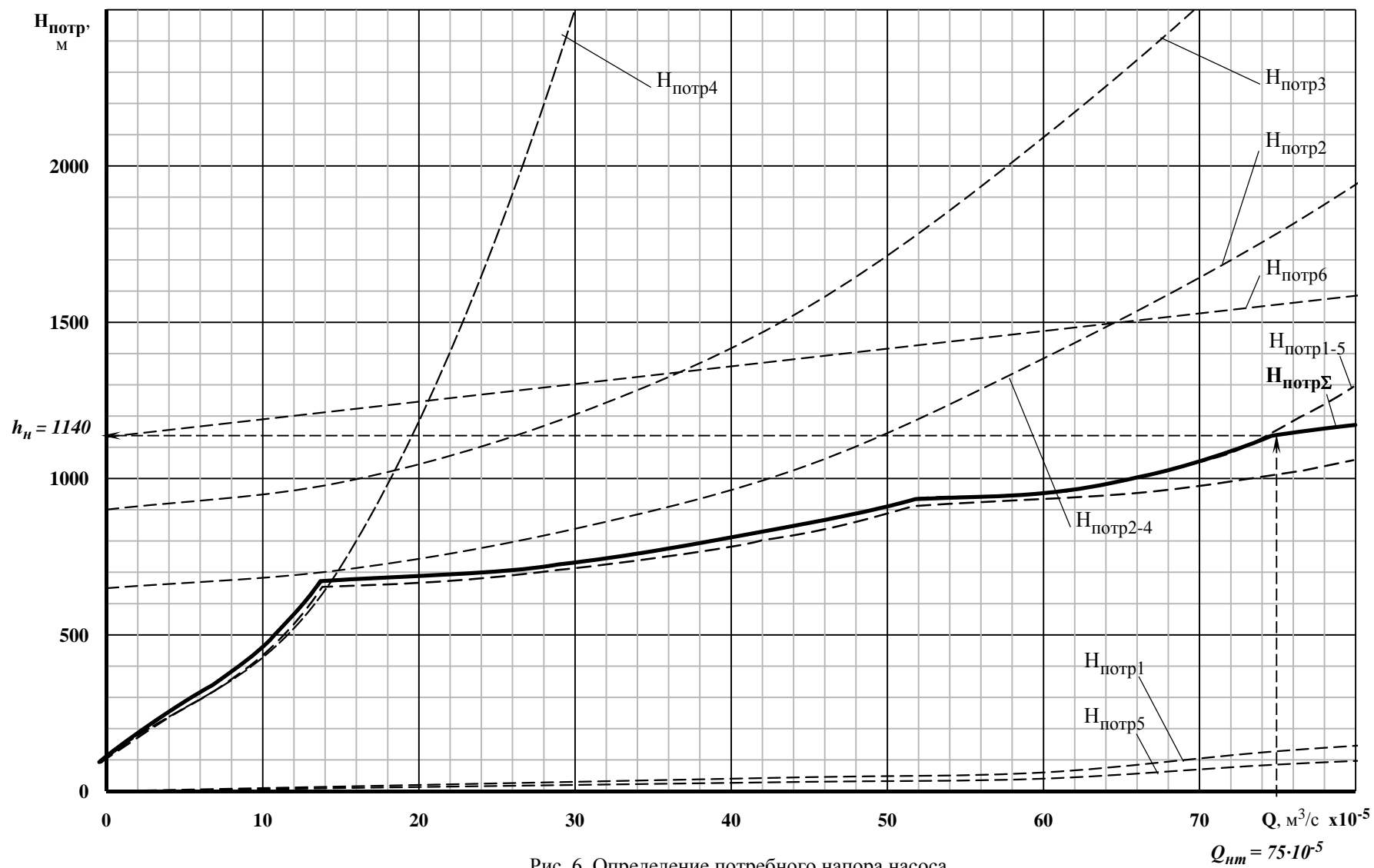


Рис. 6. Определение потребного напора насоса

**5. Определяем давление на выходе из насоса.**

$$p_H = \rho_{жс} \cdot g \cdot h_H = 900 \cdot 9,81 \cdot 1140 = 10,07 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

**6. Определяем величину объемного коэффициента полезного действия насоса  $\eta_{OH}$  при полученном давлении на выходе из насоса  $p_H$**

$$\eta_{OH} = 1 - k_{OH} \cdot p_H$$

где  $k_{OH} = \frac{1 - \eta_{OH}^{зад}}{\Delta p_H}$  – коэффициент удельных утечек жидкости в насосе определяется по

заданному коэффициенту полезного действия насоса  $\eta_{OH}^{зад} = 0,8$  при определённом перепаде давления на насосе  $\Delta p_H = 10,5 \cdot 10^6$  Па;

$$k_{OH} = \frac{1 - \eta_{OH}^{зад}}{\Delta p_H} = \frac{1 - 0,8}{10,5 \cdot 10^6} = 0,019 \cdot 10^{-6}.$$

$$\eta_{OH} = 1 - k_{OH} \cdot p_H = 1 - 0,019 \cdot 10^{-6} \cdot 10,07 \cdot 10^6 = 0,81.$$

**7. Определяем действительную величину подачи насоса**

$$Q_H = Q_{нм} \cdot \eta_{OH} = 75 \cdot 10^{-5} \cdot 0,81 = 60,75 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

**8. Определяем мощность потребляемую насосом**

$$N_H = p_H \cdot Q_H = 10,07 \cdot 10^6 \cdot 60,75 \cdot 10^{-5} = 6197 = \text{Вт.}$$

**9. Определяем графически расходы в трубопроводах 2, 3, 4 по действительной подаче насоса  $Q_H$  (см. рис. 7)**

$$Q_2 = 38,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_3 = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_4 = 17,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

**10. Определяем погрешность суммарного расхода в параллельных трубопроводах (2, 3, 4) относительно действительной подачи насоса**

$$\varepsilon = \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_H}{Q_H} \cdot 100 = \frac{38,1 \cdot 10^{-5} + 8,3 \cdot 10^{-5} + 17,5 \cdot 10^{-5} - 60,75 \cdot 10^{-5}}{60,75 \cdot 10^{-5}} \cdot 100 = 5,2 \text{ \%}.$$

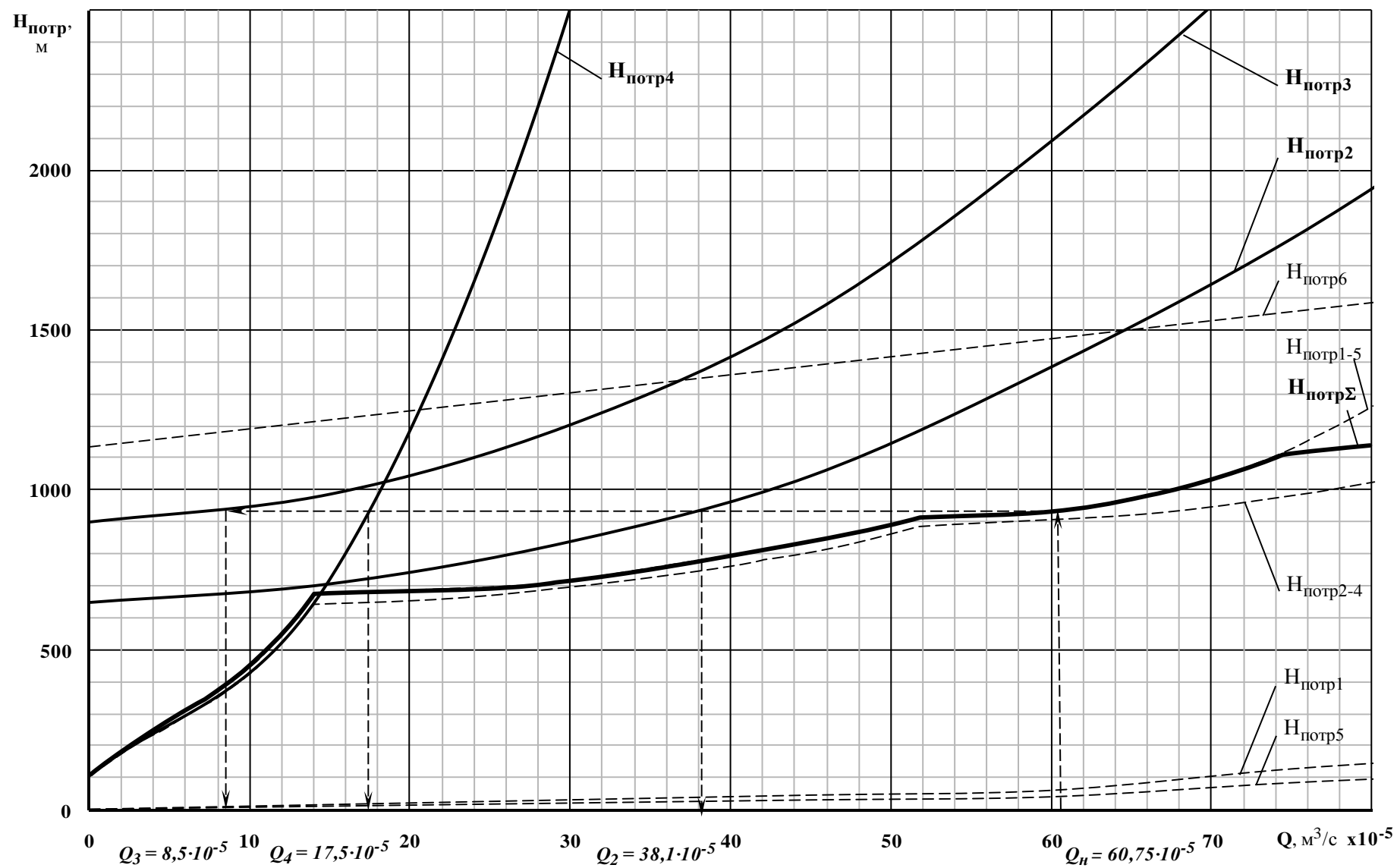


Рис. 7. Определение расходы в трубопроводах 2, 3 и 4



### 11. Определяем частоту вращения гидромотора

$$n_{гм} = \frac{Q_{гм} \cdot \eta_{огм}}{V_{гм}} \text{ об/сек},$$

где  $Q_{гм} = Q_4 = 17,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$

$$V_{гм} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\eta_{огм} = 1 - k_{огм} \cdot \Delta p_{гм},$$

где  $k_{огм} = 0,01 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Па};$

$$\Delta p_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{гм}}{V_{гм} \cdot \eta_{мгм}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_{гм} \cdot \eta_{мгм} \cdot i},$$

где  $V_{гм} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$

$$\eta_{мгм} = 0,95;$$

$$i = 10;$$

$$M = 14;$$

$$\Delta p_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_{гм} \cdot \eta_{мгм} \cdot i} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 14}{10 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95 \cdot 10} = 0,93 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\eta_{огм} = 1 - k_{огм} \cdot \Delta p_{гм} = 1 - 0,01 \cdot 10^{-6} \cdot 0,93 \cdot 10^6 = 0,99;$$

$$n_{гм} = \frac{Q_{гм} \cdot \eta_{огм}}{V_{гм}} = \frac{17,5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,99}{10 \cdot 10^{-6}} = 17,33 \text{ об/сек.}$$

### 12. Определяем частоту вращения фрезы

$$n = \frac{n_{гм}}{i} = \frac{17,33}{10} = 1,733 \text{ об/сек.}$$

### 13. Определяем скорость движения поршня первого гидроцилиндра

$$v_{гц1} = \frac{Q_{гц1}}{S_{эгц1}},$$

где  $Q_{гц1} = Q_2 = 38,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$

$$S_{эгц1} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_{шт1}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot \left( (60 \cdot 10^{-3})^2 - (40 \cdot 10^{-3})^2 \right)}{4} = 0,00157 \text{ м}^2;$$

$$v_{гц1} = \frac{Q_{гц1}}{S_{эгц1}} = \frac{38,1 \cdot 10^{-5}}{157 \cdot 10^{-5}} = 0,24 \text{ м/с.}$$

### 14. Определяем скорость движения поршня второго гидроцилиндра

$$v_{гц2} = \frac{Q_{гц2}}{S_{эгц2}},$$

где  $Q_{гц2} = Q_3 = 8,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с};$

$$S_{\text{эц2}} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_{\text{ум2}}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot \left( (50 \cdot 10^{-3})^2 - (30 \cdot 10^{-3})^2 \right)}{4} = 0,00126 \text{ м}^2;$$
$$v_{\text{зц2}} = \frac{Q_{\text{зц2}}}{S_{\text{эц2}}} = \frac{8,3 \cdot 10^{-5}}{126 \cdot 10^{-5}} = 0,07 \text{ м/с.}$$

### 15. Определяем угол обработки детали

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{\text{зц2}}}{v_{\text{зц1}}} = \frac{0,07}{0,24} = 0,29,$$

$$\alpha = 16^\circ.$$

## Оглавление

Предисловие .....	3
Задание на курсовую работу .....	4
Требования к оформлению курсовой работы .....	5
Общие методические указания по выполнению курсовой работы .....	6
Порядок выполнения курсовой работы .....	11
Библиографический список .....	17
Приложение 1. Варианты задания к выполнению курсовой работы .....	18
Приложение 2. Бланк задания на курсовую работу .....	19
Приложение 3. Пример выполнения курсовой работы .....	21

*Учебное издание*

**Шевляков Александр Александрович**  
**Савицкий Анатолий Станиславович**  
**Шевляков Сергей Александрович**  
**Поярков Николай Геннадьевич**

**ГИДРАВЛИКА**

**ГИДРОПРИВОД МЕХАНИЗМОВ  
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ**

*В авторской редакции*  
*Компьютерный набор и верстка А.А. Шевлякова*

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2011 г.

Подписано в печать 12.09.2011. Формат 60×90 1/16. Бумага 80 г/м<sup>2</sup>. Гарнитура «Таймс». Ризография. Усл. печ. л. 2,75. Тираж 100 экз. № .

Издательство Московского государственного университета леса. 141005, Мытищи-5, Московская обл., 1-я Институтская, 1, МГУЛ.  
E-mail: [izdat@mgul.ac.ru](mailto:izdat@mgul.ac.ru)

По вопросам приобретения литературы издательства ФГБОУ ВПО МГУЛ обращаться в отдел реализации.  
Телефон: (498) 687-41-33, E-mail: [kurilkina@mgul.ac.ru](mailto:kurilkina@mgul.ac.ru)