

621.2

P95

Министерство образования и науки Республики Казахстан

Павлодарский государственный университет имени С. Торайгырова

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Учебно-методическое пособие
к курсовой работе

Павлодар



621.2
p 95
Министерство образования и науки Республики Казахстан

Павлодарский государственный университет
им. С. Торайгырова

В. В. Рындин, Г.Е. Ибрагимова

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВ- МОПРИВОД

Учебно-методическое пособие к курсовой работе

Павлодар
Кереку
2015

УДК 621.22+62 – 82(07)

ББК 30.123Я73

Г46

**Рекомендовано к изданию учебно-методическим советом
факультета металлургии, машиностроения и транспорта
Павлодарского государственного университета
им. С. Торайгырова**

Рецензенты:

Ж. М. Ыксан – канд. техн. наук, профессор ПГУ им.
С. Торайгырова;

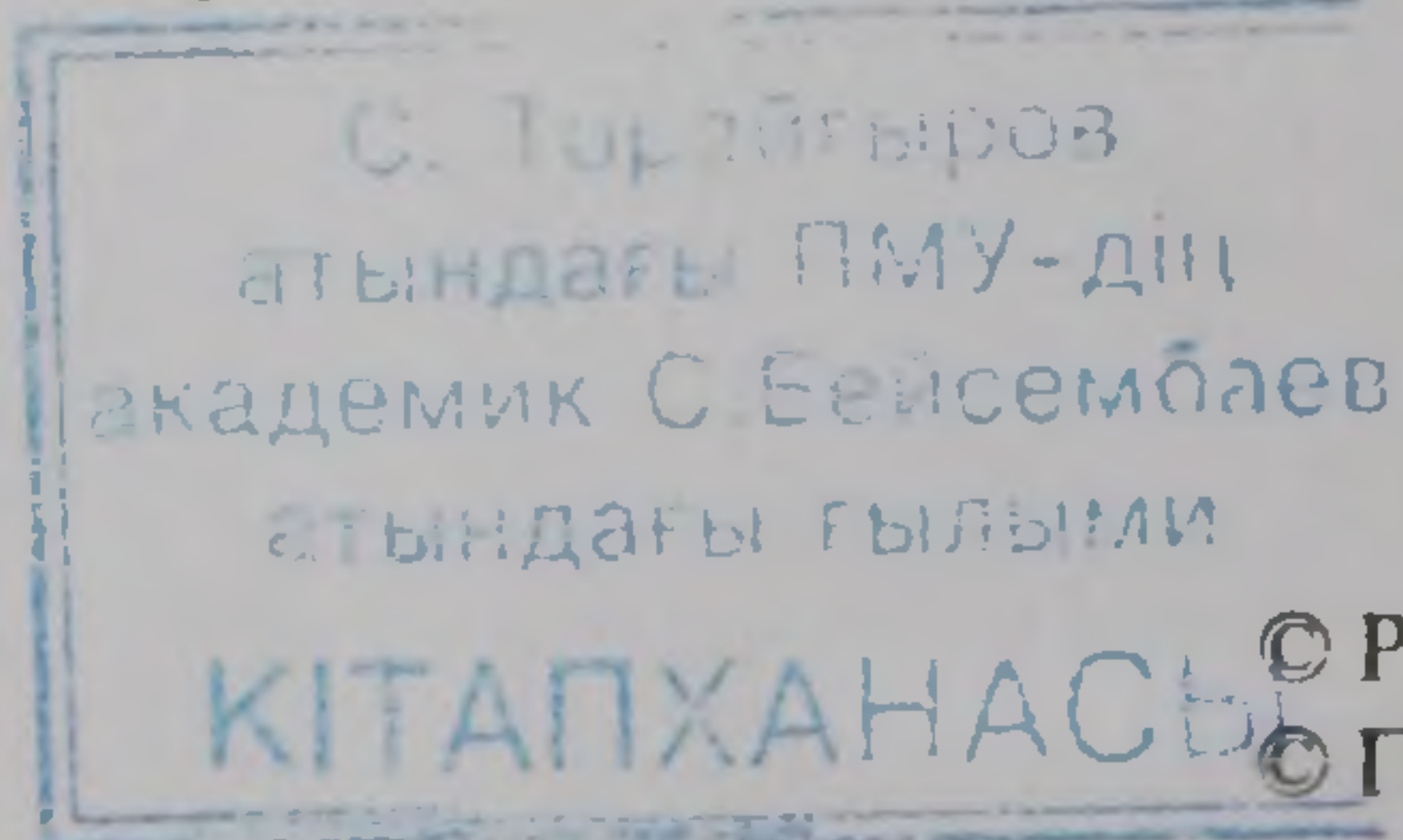
Н. Н. Годына – канд. техн. наук, доцент Инновационного
Евразийского университета.

Рындин В. В., Ибрагимова Г. Е.

Г46 Гидравлика и гидропневмопривод : учебно-методическое пособие
к курсовой работе / В. В. Рындин, Г. Е. Ибрагимова. – Павлодар :
Кереку, 2015. – 50 с.

Учебно-методическое пособие по курсовой работе включает в себя краткое описание теории расчёта гидроприводов различных машин и механизмов при выполнении курсовой работы по дисциплине «Гидравлика и гидро-пневмопривод». Приводятся схемы гидроприводов главного движения токарного станка, стола фрезерного станка, прессы, ведущих колёс прицепа, оборудования экскаватора, автоподъёмника, а также варианты заданий к ним. Даны примеры расчёта гидроприводов строгального станка и подъемного механизма с применением системы Mathcad.

Учебно-методическое пособие рекомендуется студентам машиностроительных специальностей вузов.



УДК 621.22: 62 – 82(07)
ББК 30.123Я73

© Рындин В. В., Ибрагимова Г. Е., 2015
© ПГУ им. С. Торайгырова, 2015

За достоверность материалов, грамматические и орфографические ошибки ответственность несут авторы и составители

Введение

Курс «Гидравлика и гидропневмопривод» входит в число профилирующих дисциплин специальности 5В071200 – Машиностроение. При изучении его студенты должны приобрести навыки проектирования гидроприводов. Являясь первым проектом по профилирующим дисциплинам, курсовая работа гидравлического привода представляет собой для студентов довольно сложную задачу. Поэтому, наряду с традиционным расчётом с использованием калькулятора, даётся расчёт и построение графиков в системе Mathcad.

При выполнении курсовой работы студенту необходимо применять знания, полученные в курсах математики (понятие производной и интеграла, дифференциальные уравнения), физики (основы механики, законы Ньютона, закон сохранения и изменения импульса, работа сил, закон сохранения и изменения энергии), теоретической механики (теоремы об изменении момента количества движения), сопротивления материалов (виды деформации), некоторые разделы теории механизмов и машин, динамики машин и деталей машин, черчения. Впервые в таком объеме студенту придется работать с многочисленной справочной литературой. Самостоятельное принятие объемно-планировочных решений по размещению гидравлических аппаратов и гидравлических машин с параллельным ведением расчетов, вычерчиванием эквивалентной схемы гидропривода и составлением суммарной характеристики насосной установки является, как показывает опыт, самым сложным элементом курсовой работы.

Настоящее пособие должно дать студенту представление о последовательности выполнения пунктов курсовой работы, о решении отдельных задач и их взаимосвязи в данной работе.

Курсовая работа, в отличие от реального проектирования, предполагает несколько упрощенную постановку задачи, сокращение исходных данных, менее детальную разработку ряда вопросов. Одной из особенностей курсовой работы является ограничение рассматриваемых видов гидроприводов.

При выполнении курсовой работы студент сначала должен ознакомиться с содержанием настоящего учебно-методического пособия.

Рекомендуемая последовательность выполнения курсовой работы

Рекомендуется следующая последовательность выполнения курсовой работы (КР):

- 1) замена заданной схемы гидропривода эквивалентной;
- 2) выбор масштаба для величин, откладываемых по осям координат графика, и построение характеристики насосной установки;
- 3) составление уравнений характеристик для каждого простого трубопровода, входящего в эквивалентную схему и определение их коэффициентов;
- 4) построение характеристик простых трубопроводов и получение суммарной характеристики сложного трубопровода;
- 5) определение рабочей точки гидросистемы и расчет величин, требуемых по условию задачи.

Основные требования к содержанию и оформлению курсовой работы

Пояснительная записка к выполненной КР 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;
- 6) добавить из учебников по гидроприводу рисунки гидронасосов, гидромоторов, гидроцилиндров, клапанов, дросселей, гидрорегуляторов и дать описание их работы.

Титульный лист выполняется в соответствии с Правилами оформления учебной документации МИ ПГУ с обязательным указанием фамилии студента с инициалами, номера группы и варианта задания.

График с проведенными построениями прилагается к пояснительной записке.

1 Варианты заданий

1.1 Гидропривод главного движения токарного станка

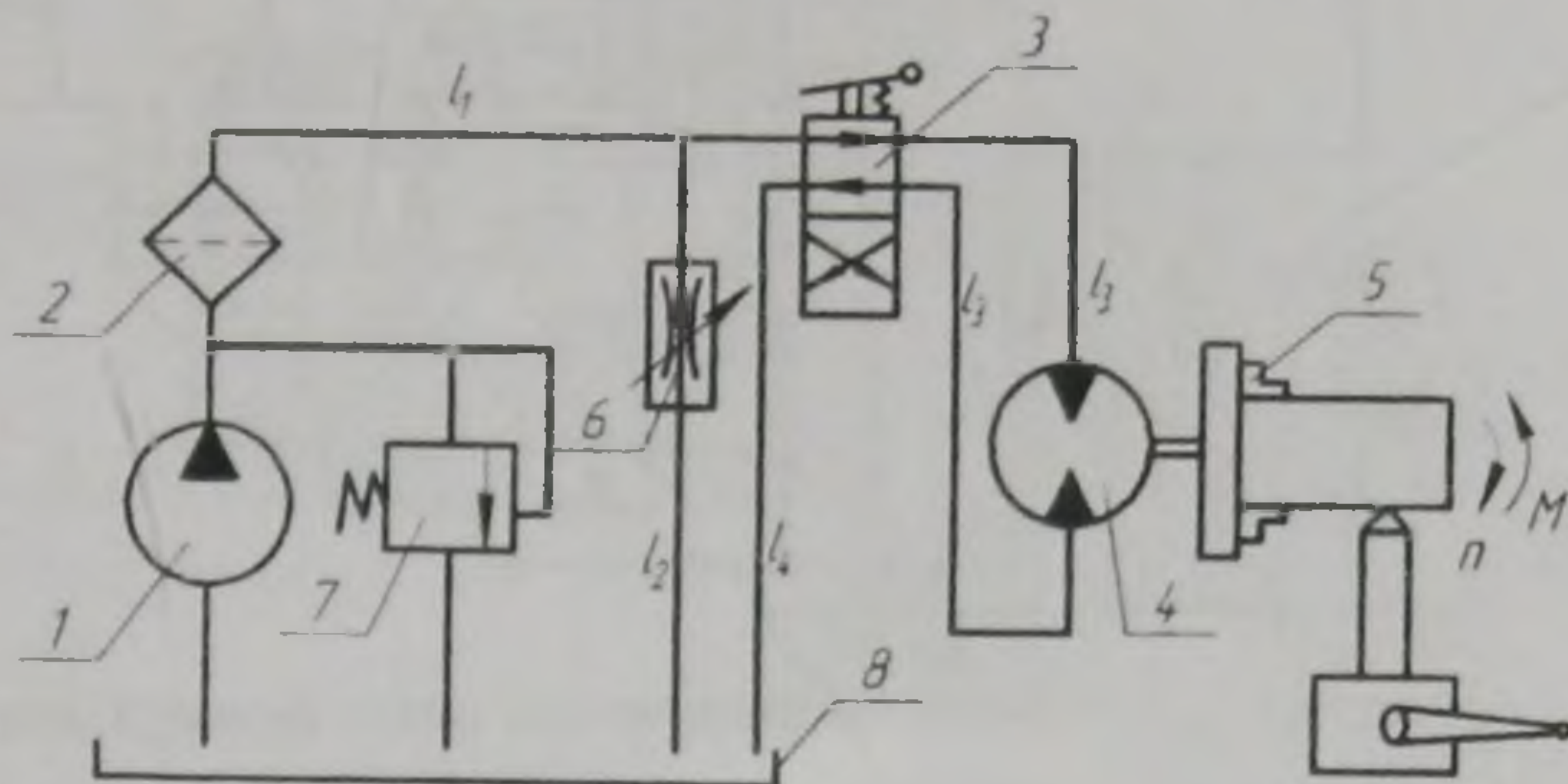


Рисунок 1.1 – Схема гидропривода токарного станка

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 $S_{др}$, регулируемого гидродросселем 6. В гидроприводе используются также предохранительный клапан 7 и гидробак 8.

Определить:

- частоту вращения шпинделя (вала гидромотора);
- мощность, потребляемую гидроприводом, и его КПД;
- максимально частоту вращения шпинделя и КПД гидропривода.

Исходные данные для расчета:

$V_n = 20 \text{ см}^3$, $n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $K_{он} = 0,02 \text{ л/ММПа}$, $\eta_{мн} = 0,9$; $V_r = 40 \text{ см}^3$, $K_{ор} = 0,01 \text{ л/ММПа}$, $\eta_{мг} = 0,9$; $d = 8 \text{ мм}$,
 $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 2,5 \text{ м}$; $l_3 = 2 \text{ м}$, $l_4 = 3 \text{ м}$,
 $l_{зр} = 300d$, $l_{зп} = 200d$, $\mu_{др} = 0,65$; $\nu = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$ $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Значения момента M и площади проходного сечения гидродросселя $S_{др}$ берутся из таблицы 1.1 в соответствии с номером варианта.

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчёта привода токарного станка

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

1.2 Гидропривод стола фрезерного станка

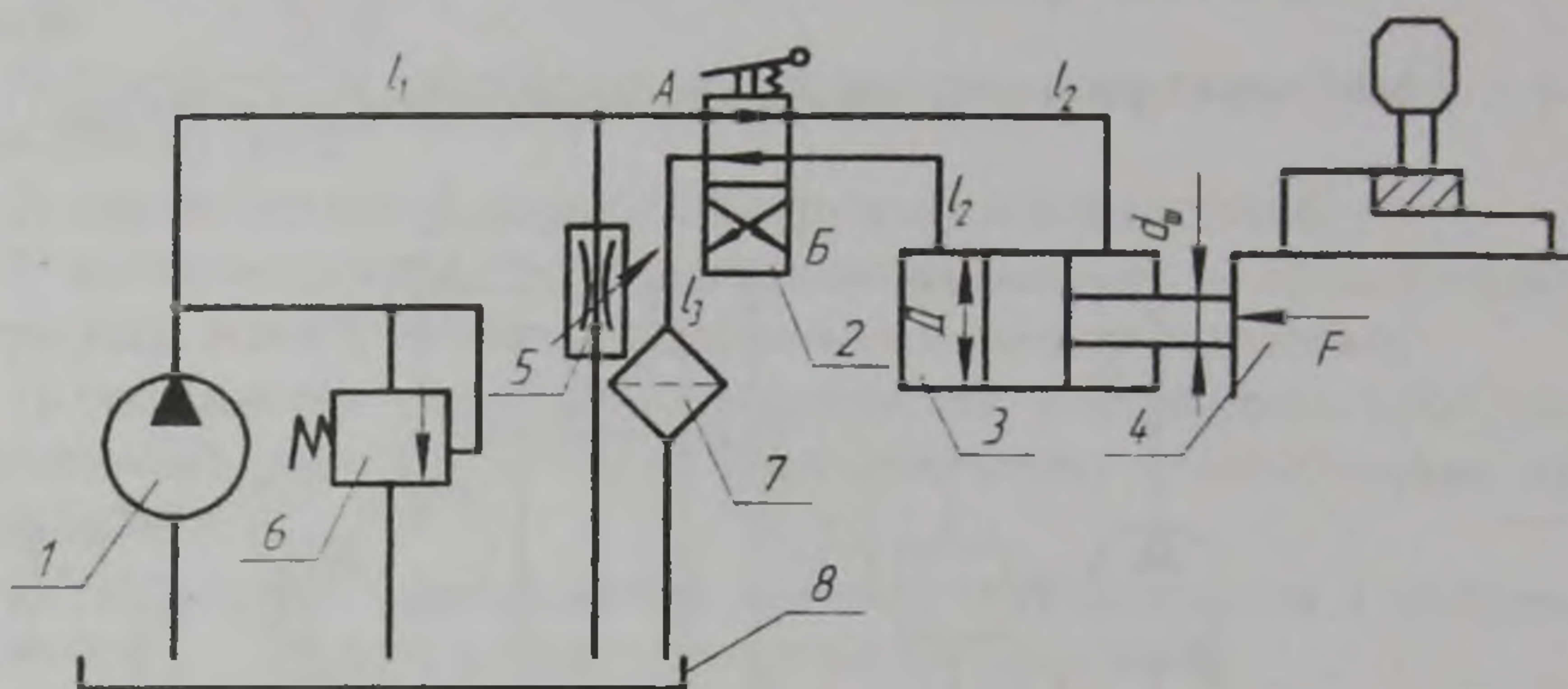


Рисунок 1.2 – Схема гидропривода стола фрезерного станка

В гидроприводе насос 1 подает рабочую жидкость через гидро-распределитель 2 к гидроцилиндру 3, шток которого связан со столом 4 фрезерного станка. Скорость движения стола регулируется за счет изменения площади проходного сечения $S_{др}$ регулируемого гидро-дросселя 5. Сила на штоке гидроцилиндра F обусловлена усилием ре-зания и всегда направлена против движения стола. В схему гидропри-вода включены также предохранительный клапан 6, фильтр 7 и бак 8.

Определить:

- скорость движения стола v_c (поршня гидроцилиндра);
- мощность, потребляемую гидроприводом, и его КПД;
- максимально возможную при заданной силе F скорость движе-ния стола и КПД гидропривода при этом.

Исходные данные для расчета:

$V_n = 30 \text{ см}^3$, $n_n = 960 \text{ мин}^{-1}$, $K_{ж} = 0,025 \text{ л/ММПа}$, $\eta_{мн} = 0,9$; $D = 60 \text{ мм}$, $d_{ин} = 40 \text{ мм}$, $\eta_{мд} = 0,9$; $d = 8 \text{ мм}$, $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = 1,5 \text{ м}$; $l_3 = 1 \text{ м}$, $l_{ж} = 200d$, $l_{зр} = 150d$, $\mu_{ж} = 0,65$; $\nu = 0,35 \text{ см}^2/\text{с}$ $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Значения усилия F и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{др}$ берутся из таблицы 1.2 в соответствии с номером варианта. В ва-риантах 1–5 распределитель 2 находится в позиции A , 6–10 – в B .

Таблица 1.2 – Исходные данные для расчёта привода фрезерного станка

Вариант	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
F , кН	10	9	8	7,5	10	9	11	10	7,5	8
$S_{др}$, мм ²	2	3	4	5	4,5	3	4	4,5	5	6,5

1.3 Гидропривод пресса

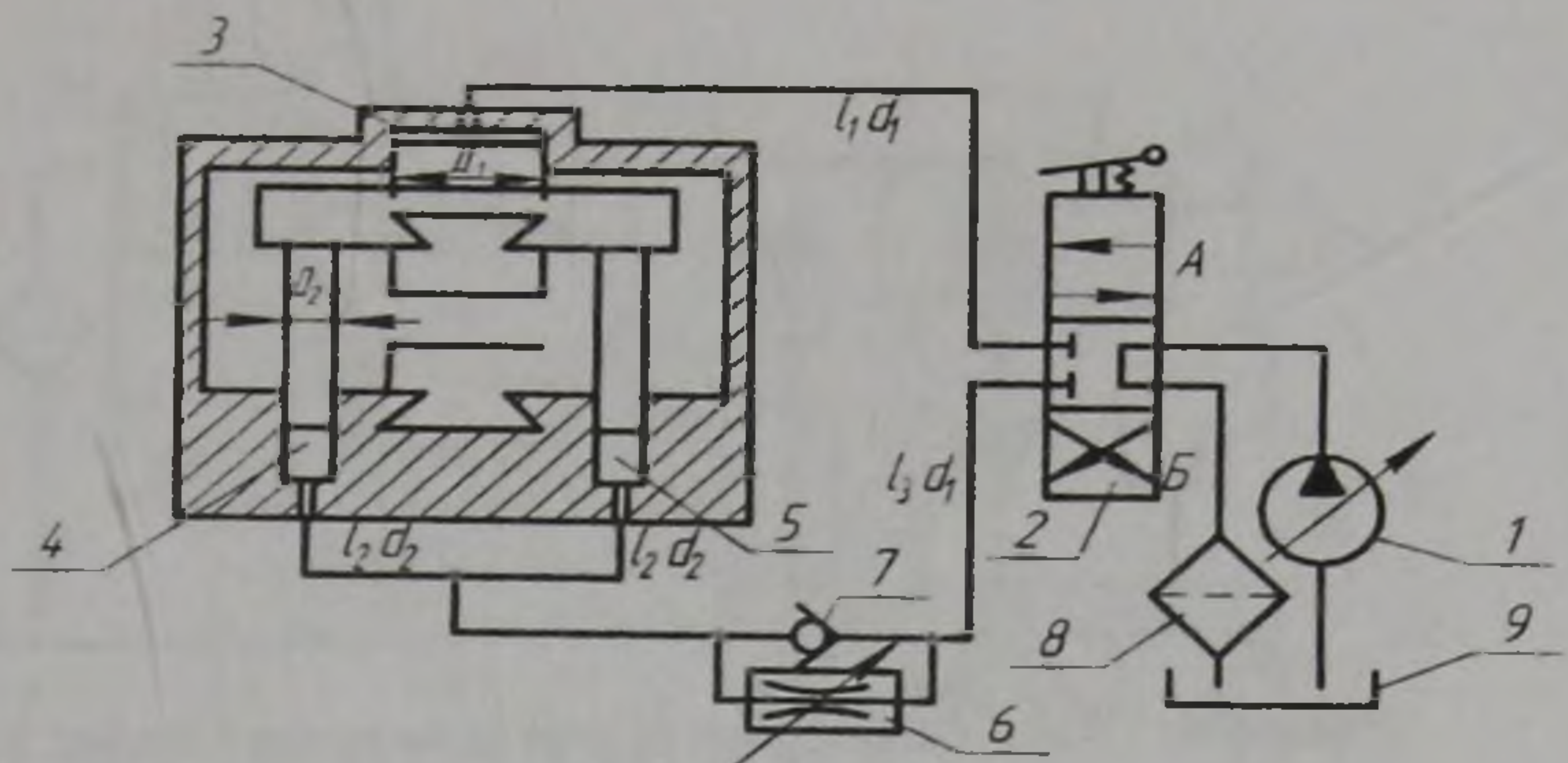


Рисунок 1.3 – Схема гидропривода пресса

При прессовании (гидрораспределитель 2 в позиции А) 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 дроссель 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 дроссель 6.

Определить: скорость движения оборудования пресса (плунжеров цилиндров 3, 4 и 5) и КПД привода при прессовании и подъеме.

Исходные данные для расчета:

$$V_{н.н.} = 100 \text{ см}^3, n_n = 1500 \text{ мин}^{-1}, K_{сн} = 0,015 \text{ л/ММПа}$$

$$p_{р.н.} = 4,5 \text{ МПа}; D_1 = 300 \text{ мм}, K_p = 0,002 \text{ м}^3/(\text{М}(\text{М} \cdot \text{с})),$$

$$D_2 = 200 \text{ мм}, d_1 = 34 \text{ мм}, d_2 = 18 \text{ мм}, l_1 = 8 \text{ м}, l_2 = 4 \text{ м}, l_3 = 7 \text{ м},$$

$$\xi_s = 30, \xi_p = 20, \mu_{др} = 0,65; \nu = 0,4 \text{ см}^2/\text{с} \rho = 900 \text{ кг/м}^3.$$

Пренебречь сопротивлением обратного клапана 7, объемными потерями и силами трения в гидроцилиндрах.

Значения усилия F и площади проходного сечения гидродросселя $S_{др}$ берутся из таблицы 1.3 в соответствии с номером варианта.

Таблица 1.3 – Исходные данные для расчёта гидропривода пресса

Вариант	16	17	18	19	20
F , кН	170	230	200	250	130
$S_{др}$, мм ²	2,5	4	3	2	1,5

1.4 Гидропривод ведущих колес прицепа

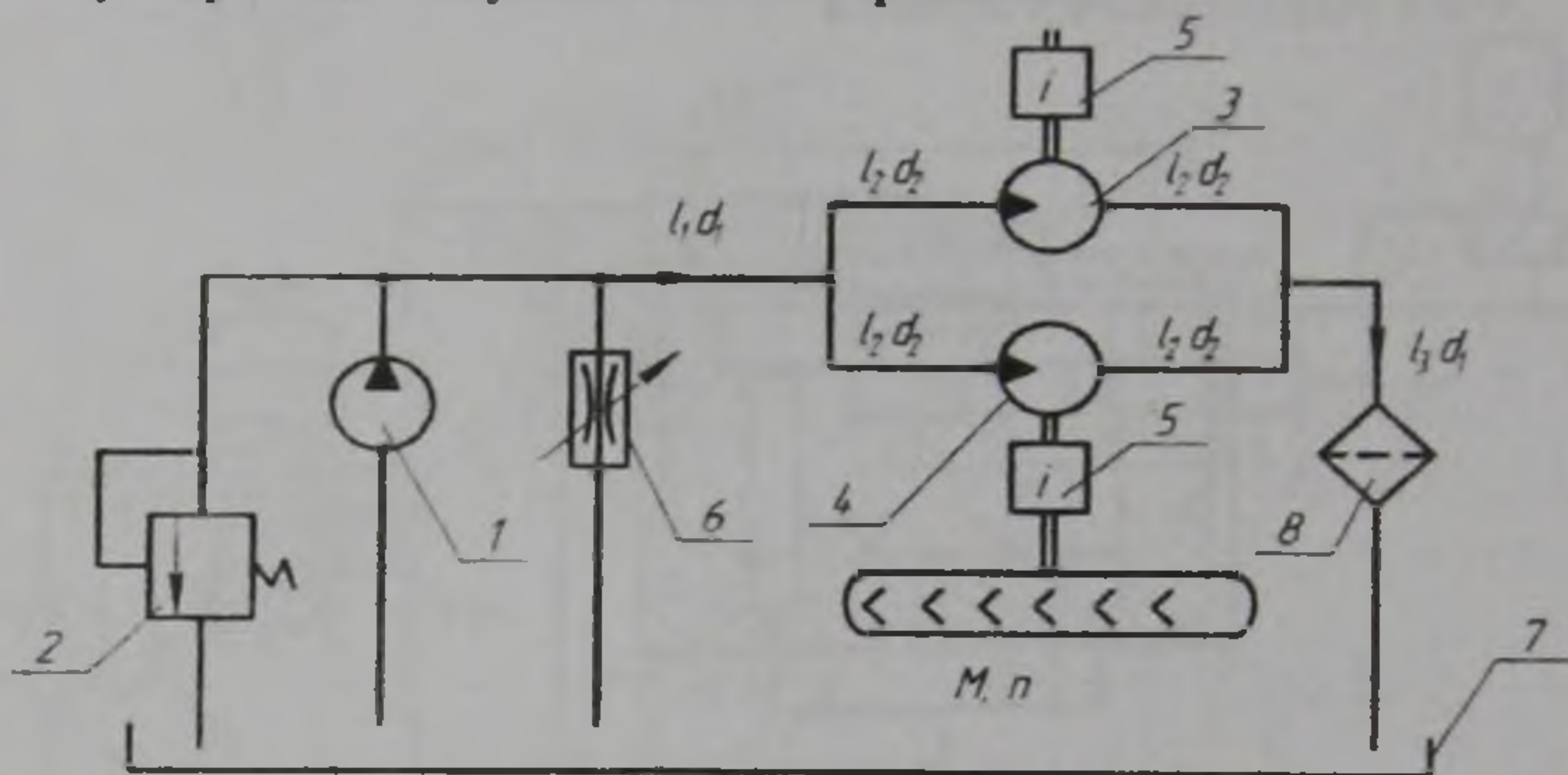


Рисунок 1.4 – Схема гидропривода ведущих колес прицепа

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

Определить:

- частоту вращения n ведущих колес прицепа;
- мощность, потребляемую гидроприводом, и его КПД;
- максимально возможную при заданном моменте M частоту вращения ведущих колес и КПД гидропривода при этом.

Исходные данные для расчета:

$$V_n = 30 \text{ см}^3, n_n = 2400 \text{ мин}^{-1}, K_{он} = 0,02 \text{ 1/ММПа}, \eta_{мн} = 0,9;$$

$$V_r = 40 \text{ см}^3, K_{ор} = 0,015 \text{ 1/ММПа}, \eta_{мт} = 0,9; i = 12, d_1 = 16 \text{ мм},$$

$$d_2 = 8 \text{ мм}, l_1 = l_3 = 10 \text{ м}, l_2 = 3 \text{ м}, l_{\infty} = 400 d_1,$$

$$\mu_{др} = 0,65; \nu = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}, \rho = 900 \text{ кг/м}^3.$$

Значение момента M на каждом колесе и площадь проходного сечения гидродросселя $S_{др}$ берутся из таблицы 1.4 по вариантам.

Таблица 1.4 – Исходные данные для расчёта привода ведущих колёс прицепа

Вариант	21	22	23	24	25
$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	60	50	45	70	65
$S_{др}, \text{мм}^2$	3	7	6	5	4

1.5 Гидропривод оборудования экскаватора

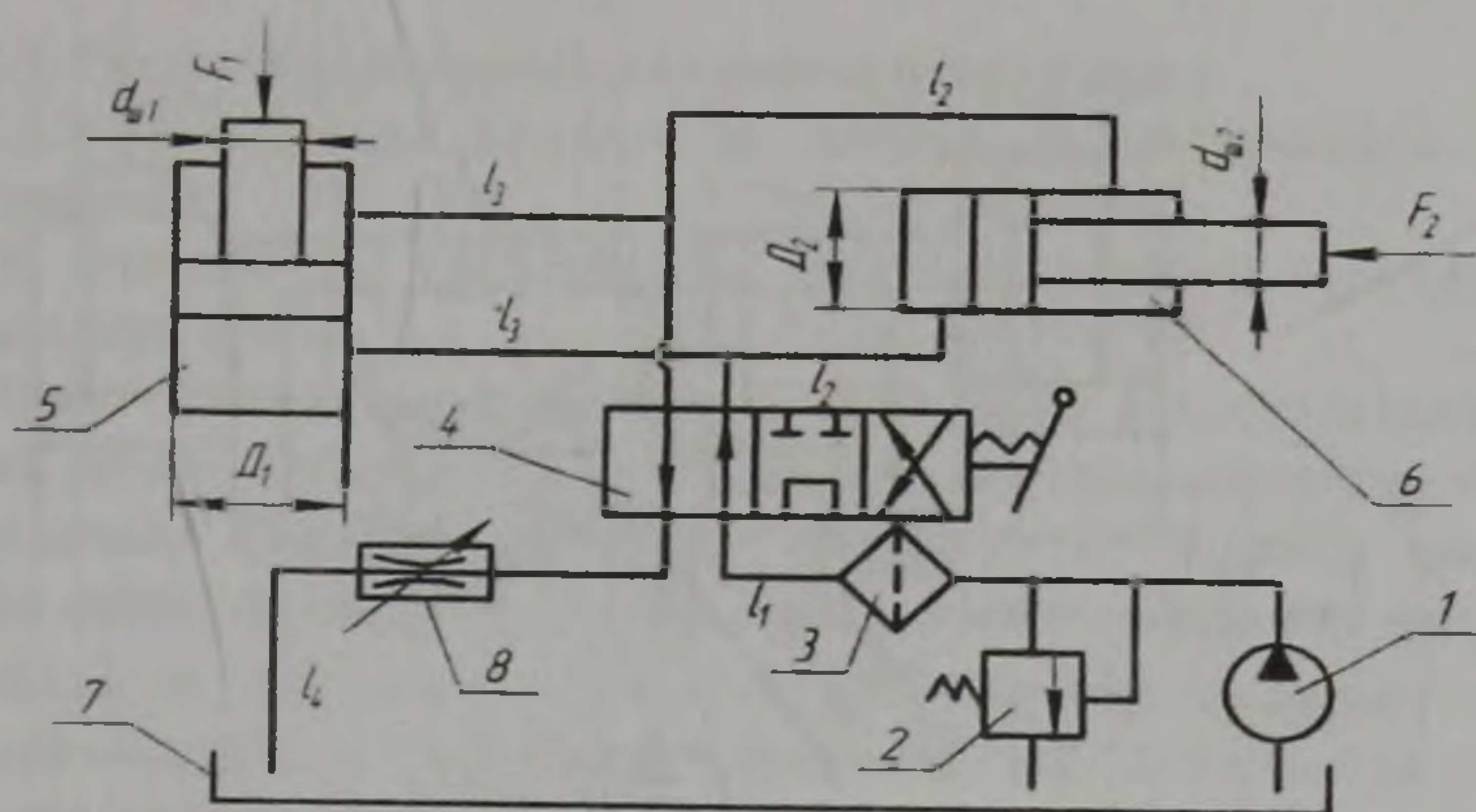


Рисунок 1.5 – Схема гидропривода оборудования экскаватора

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

Определить:

- скорости движения поршней гидроцилиндров;
- мощность, потребляемую гидроприводом, и его КПД.

Исходные данные для расчета:

$$V_n = 60 \text{ см}^3, n_n = 1900 \text{ мин}^{-1}, K_{\text{он}} = 0,02 \text{ л/МПа}$$

$$\eta_{\text{мн}} = 0,9; p_{\text{к.н.}} = 6 \text{ МПа}, d_2 = 30 \text{ мм}, d_{\text{ш}_2} = 20 \text{ мм},$$

$$K_k = 0,001 \text{ (МПа·с)/см}^3, D_1 = 70 \text{ мм}, d_{\text{ш}_1} = 40 \text{ мм}, d_2 = 30 \text{ мм},$$

$$\eta_{\text{мд}_1} = \eta_{\text{мд}_2} = 0,9; d = 10 \text{ мм}, l_1 = 0,5 \text{ м}, l_2 = 2 \text{ м}, l_3 = 1 \text{ м}, l_4 = 1,5 \text{ м};$$

$$\xi_p = 0,5; \xi_\phi = 1; \mu_{\text{тр}} = 0,75; \nu = 0,2 \text{ см/с } \lambda = 0,04; \rho = 900 \text{ кг/м}^3.$$

Течение турбулентным. Силы F_1 и F_2 и площадь сечения дросселя $S_{\text{др}}$ берутся из таблицы 1.5 в соответствии с номером варианта.

Таблица 1.5 – Исходные данные для расчёта привода оборудования экскаватора

Вариант	26	27	28	29	30	31	32
F_1 , кН	15,5	15,5	12	16,5	13	14	13,5
F_2 , кН	2,85	2,6	2,3	2,85	2,5	2,7	2,4
$S_{\text{др}}$, мм ²	10	15	8	20	10	12	14

1.6 Гидропривод автоподъемника

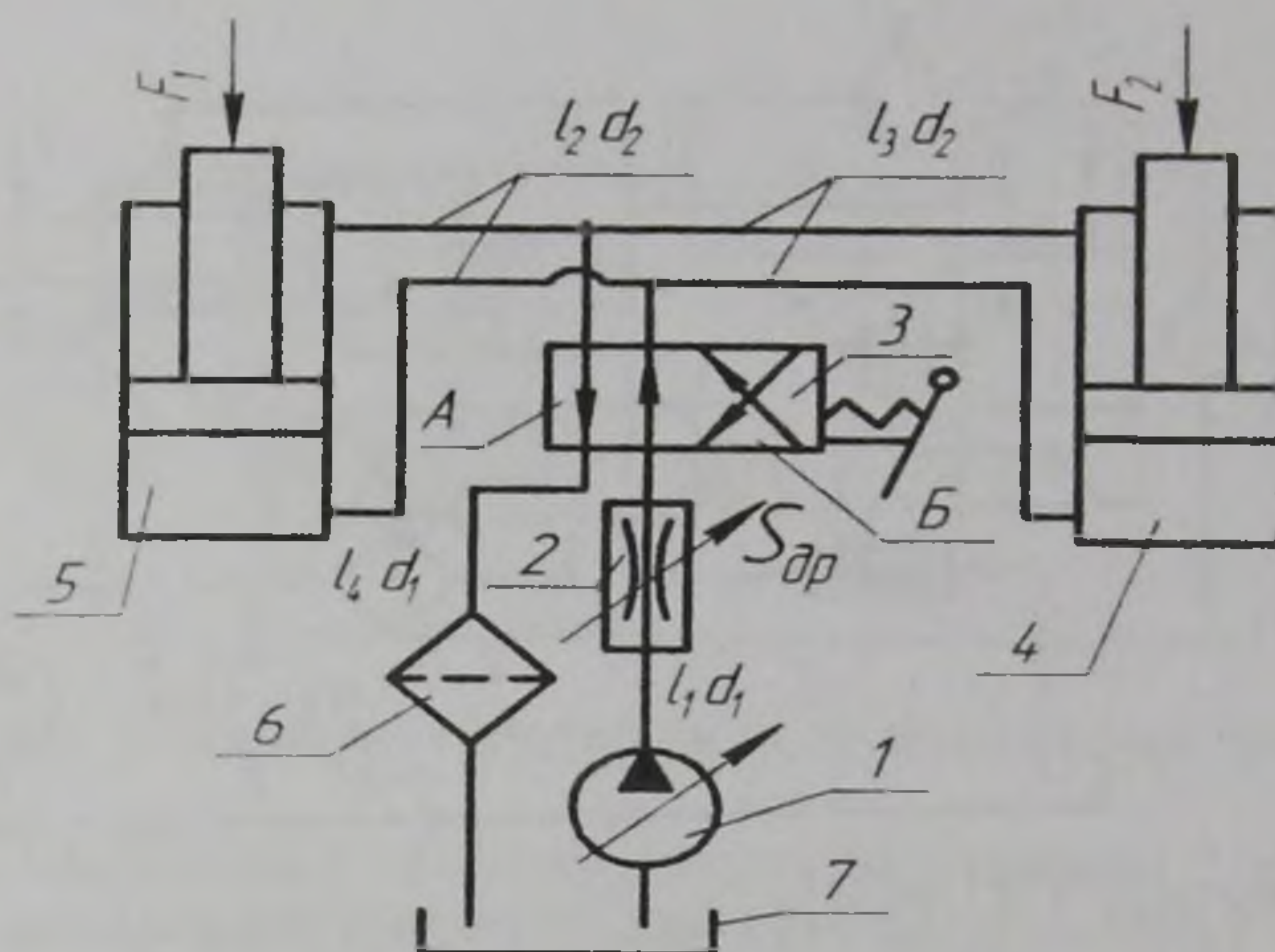


Рисунок 1.6 – Схема гидропривода автоподъемника

При подъеме (распределитель 3 в позиции А) регулируемый насос 1, снабженный регулятором подачи, подает жидкость в цилиндры 4 и 5, штоки преодолевают соответственно усилия F_1 и F_2 . Скорость подъема регулируется за счет изменения площади проходного сечения дросселя 2. Слив жидкости в бак 7 через фильтр 6.

Определить:

- скорости движения поршней гидроцилиндров;
- мощность, потребляемую гидроприводом, и его КПД.

Исходные данные для расчета:

$$V_{н макс} = 60 \text{ см}^3, n_n = 1200 \text{ мин}^{-1}, \eta_{мн} = 0,9; K_{сн} = 0,017 \text{ л/ММПа}$$

$$p_{р макс} = 10 \text{ МПа}, D = 80 \text{ мм}, d_{ш} = 40 \text{ мм}, \eta_{мл} = 0,9; l_1 = 3 \text{ м},$$

$$d_1 = 16 \text{ мм}, l_2 = 6 \text{ м}, d_2 = 8 \text{ мм}, l_3 = 10 \text{ м}, l_4 = 2,5 \text{ м}, l_{3\Phi} = 500 d_1,$$

$$l_{3р} = 300 d_1, \mu_{др} = 0,75; \nu = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}; \rho = 900 \text{ кг/м}^3.$$

Величины сил F_1 и F_2 и площадь $S_{др}$ берутся из таблицы 1.6.

Таблица 1.6 – Исходные данные к расчёту привода автоподъемника

Вариант	33	34	35	36	37	38	39	40	41
F_1 , кН	27	33	40	36	35	28	29	30	31
F_2 , кН	30	29	37	32	30	33	33	34	35
$S_{др}$, мм ²	10	12	8	9	11	12	9	8	12

2 Примеры выполнения курсовой работы

2.1 Расчет гидропривода строгального станка

2.1.1 Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидропривода

На рисунке 2.1 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 движение режущего инструмента. Скорость движения поршня гидроцилиндра v_n 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.

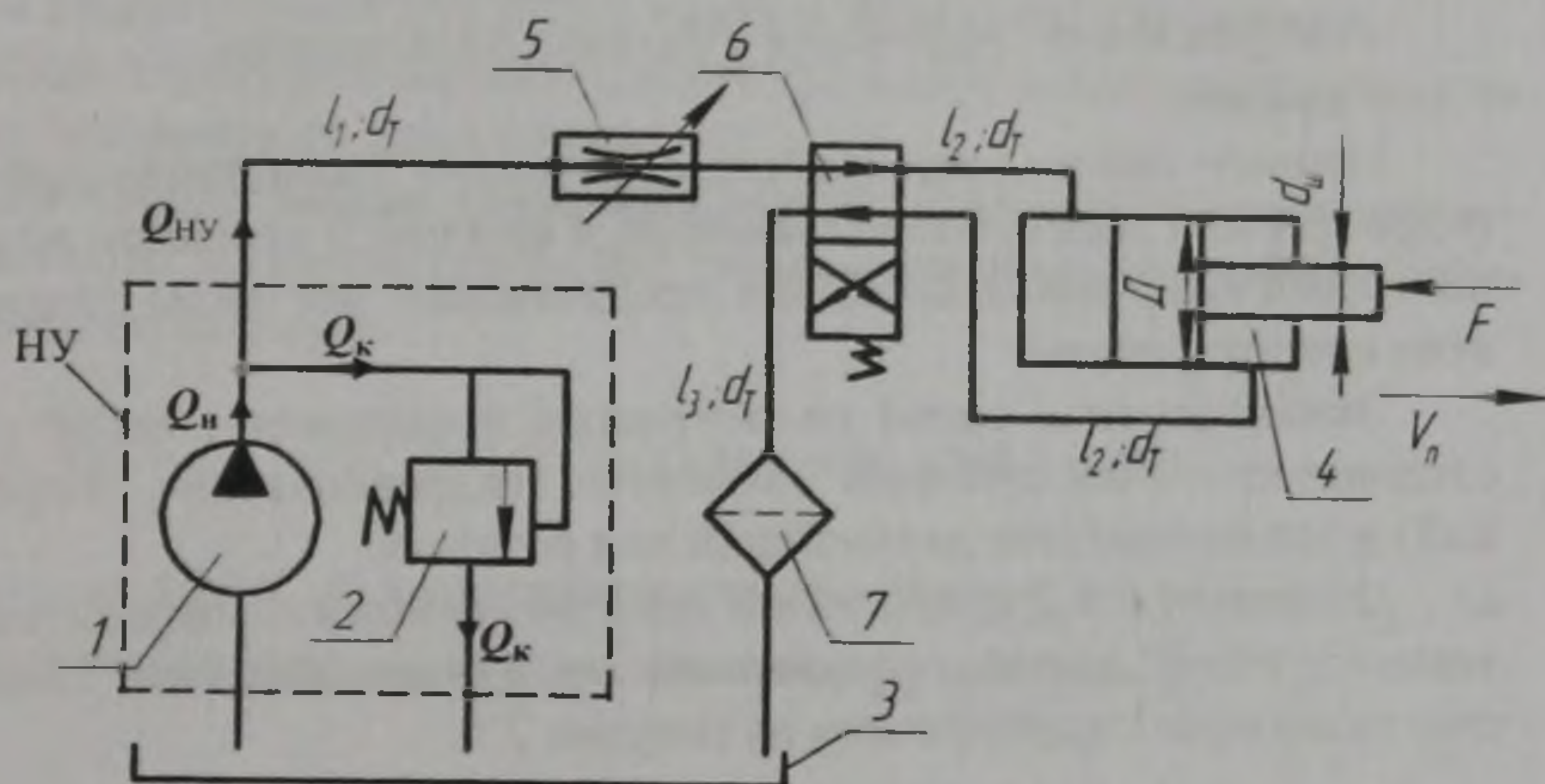


Рисунок 2.1 – Схема гидропривода строгального станка

Исходные данные для расчёта:

- усилие резания $F = 8 \text{ кН} = 8000 \text{ Н}$;
- размеры гидроцилиндра: $D = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$; $d_{\text{ш}} = 30 \text{ мм} = 0,03 \text{ м}$;
- трубопроводов: $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 1,5 \text{ м}$, $l_3 = 4 \text{ м}$, $d_T = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$;
- эквивалентные длины фильтра $l_{\text{ф}} = 200 \cdot d_T = 200 \cdot 0,01 = 2 \text{ м}$ и
- канала распределителя $l_{\text{р}} = 150 \cdot d_T = 150 \cdot 0,01 = 1,5 \text{ м}$;
- параметры гидродросселя:
- площадь проходного сечения $S_{\text{др}} = 5 \text{ мм}^2 = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
- коэффициент расхода $\mu_{\text{др}} = 0,7$;

- параметры насоса:
- рабочий объем $V_n = 10 \text{ см}^3 = 10^{-5} \text{ м}^3$,
- частота вращения вала $n_n = 1460 \text{ мин}^{-1} = 1460/60 = 24,333 \text{ с}^{-1}$,
- объемный КПД $\eta_{\text{он}} = 0.85$ при $p = 7 \text{ МПа}$,
- механический КПД $\eta_{\text{мн}} = 0.9$;
- характеристика переливного клапана:
 $p_{\text{к.н.}} = 5 \text{ МПа} = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$ при $Q_k = 0$ и
 $K_k = 0,004 \text{ МПа} \cdot \text{с/см}^3 = 4 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с/м}^3$;
- параметры рабочей жидкости:
- кинематическая вязкость $\nu = 0.2 \text{ см}^2/\text{с} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$;
- плотность $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$.

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.

Эквивалентная схема гидропривода представляет собой ряд последовательно соединённых элементов (гидравлических сопротивлений) и это определяет дальнейший ход решения.

На рисунке 2.2 представлен один из возможных вариантов такой эквивалентной схемы, полученной по принципиальной схеме рассматриваемого гидропривода на рисунке 2.1.

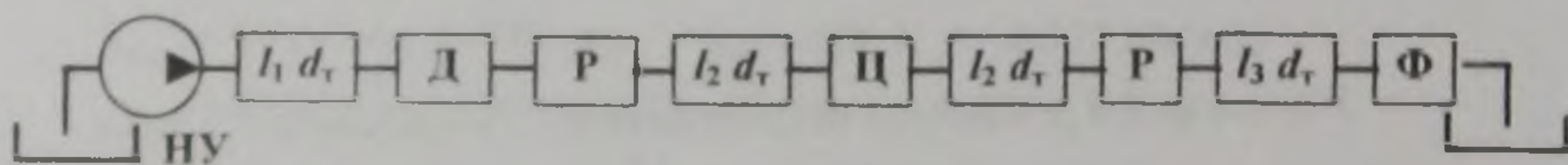


Рисунок 2.2 – Эквивалентная схема гидропривода

Из эквивалентной схемы на рисунке 2.2 видно, что поток рабочей жидкости от насосной установки НУ по трубопроводу длиной 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 по-

следовательно соединенных элементов (гидравлических сопротивлений) и это определяет дальнейший ход решения:

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

2.1.2 Построение характеристик насосной установки

Совокупность насоса и переливного клапана называется *насосной установкой* (НУ). Зависимости давления от расхода называются *характеристиками*: $p_n = f_1(Q)$ – насоса, $p_k = f_2(Q)$ – клапана, $p_{ну} = f_3(Q)$ – насосной установки. Вначале строятся характеристики насоса и переливного клапана, а затем всей насосной установки.

Характеристики насоса и клапана близки к линейным, поэтому их можно построить по двум точкам.

Для насоса первая точка *A* на рисунке 2.3 соответствует нулевому значению давления ($p = 0$) при теоретической подаче насоса, определяемой по формуле

$$Q_A \equiv Q_T = V_n n_n = 10^{-5} \cdot 24,333 = 243,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} \quad (243,3 \text{ см}^3/\text{с}),$$

вторая точка *A'* определяется по объёмному КПД насоса $\eta_{\text{он}}$, заданному по условию задачи при давлении $p_{A'} = 7 \text{ МПа} = 7 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

$$Q_{A'} = Q_T \eta_{\text{он}} = 243,3 \cdot 10^{-6} \cdot 0,85 = 206,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для клапана характеристика также линейна и имеет вид

$$p_k = p_{k_{\text{min}}} + K_k Q. \quad (2.1)$$

В качестве первой точки *K* удобно взять точку при нулевом значении расхода ($Q_k = 0$).

Тогда в соответствии с (1.1) $p_k \equiv p_{\kappa} = p_{\kappa_{\text{min}}} = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Вторая точка *K'* на рисунке 2.3 определяется по формуле (1.1) при произвольном расходе через клапан, например, $Q_{\kappa} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$:

$$p_{K'} = p_{\kappa_{\text{min}}} + K_{\kappa} Q_{\kappa} = 5 \cdot 10^6 + 4 \cdot 10^9 \cdot 200 \cdot 10^{-6} = 5,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

По найденным координатам строим характеристики насоса $p_n = f_1(Q)$ (линия AA') и переливного клапана $p_k = f_2(Q)$ (линия KK') на рисунке 2.3. Эти линии можно представить в виде зависимостей давления от расхода, что удобно при использовании прикладной программы Mathcad для решения данной курсовой работы).

Уравнения линий получают из условия подобия треугольников. В качестве примера на рисунке 2.3 рассматривается подобие треугольников $A'EF$ и $AA'D$ для линии AA' – характеристики насоса:

$$\frac{EF}{AD} = \frac{A'E}{A'D} \text{ или } \frac{Q - Q_{A'}}{Q_A - Q_{A'}} = \frac{p_{A'} - p_n(Q)}{p_{A'}}.$$

Откуда

$$p_n(Q) = p_{A'} - p_{A'} \frac{Q - Q_{A'}}{Q_A - Q_{A'}}. \quad (2.2)$$

Аналогичным образом выводится уравнение линии KK' – характеристики клапана

$$p_k(Q) = p_K + (p_{K'} - p_K) \frac{Q}{Q_{K'}}. \quad (2.3)$$

Для получения характеристики насосной установки, или суммарной характеристики насоса и переливного клапана проводим графическое сложение их характеристик. Поскольку переливной клапан постоянно участвует в работе насосной установки, то характеристика насосной установки будет представлять собой суммарную характеристику, получаемую в соответствии с условием

$$Q_{ну} = Q_n - Q_k. \quad (2.4)$$

Поскольку исходные характеристики – прямые линии, то и суммарная характеристика будет состоять из отрезков прямых линий (ломаная линия ABC на рисунке 2.3). Точка B определится на пересечении горизонтали для минимального давления в клапане (точка K) с линией AA' , так как в точке K $Q_{кк} = 0$ и в соответствии с (2.4) $Q_{нуB} = Q_{ну} = Q_{нB} - Q_{кк} = Q_B$. Точка C определяется на пересечении с осью давления горизонтали, проходящей через точку C' – точку пере-

сечения характеристик насоса и клапана (при этом давлении суммарный расход равен нулю $Q_{\text{ну}C} = Q_{\text{н}C} - Q_{\text{к}C} = 0$).

Значения давления и расхода в точке C' , можно определить также аналитически путём совместного решения уравнений (2.2) и (2.3) для линий AA' и KK' . В точке C давления насоса и клапана одинаковы $p_{\text{н}}(Q_C) = p_{\text{к}}(Q_C)$. Приравнивая правые части уравнений (2.2) и (2.3) и выражая в явном виде расход Q_C от известных величин, находим $Q_C = 2,128 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Рассматривая подобные треугольники для прямой линии BC , входящей в состав характеристики насосной установки, можно получить её уравнение в виде

$$p_{\text{ну}}(Q) = p_K + \frac{(Q_B - Q)(p_C - p_K)}{Q_B}. \quad (2.5)$$

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

$$Re = \frac{4Q_T}{\pi d_T \nu} = \frac{4 \cdot 2,433 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 2 \cdot 10^{-5}} = 1549,$$

что меньше критического значения числа Рейнольдса $Re_{\text{кр}} = 2300$. Следовательно, в трубопроводе возможен только ламинарный режим течения жидкости.

2.1.3 Расчёт характеристики простого трубопровода, содержащего гидроцилиндр

Под характеристикой трубопровода понимается зависимость потерь давления в трубопроводе от расхода.

Потери делят на потери на трение по длине трубы и потери в местных сопротивлениях (местные потери)

$$\Delta p_z = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (2.6)$$

Потери на трение в трубе длиной l и внутренним диаметром d определяются по формуле Дарси-Вейсбаха $\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$, которая при замене скорости объёмным расходом принимает вид

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (2.7)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном режиме течения ($Re < 2300$) $\lambda = \frac{64}{Re}$ и формула Дарси преобразуется в формулу Пуазейля

$$\Delta p_{тр} = \frac{128 \mu \rho}{\pi d^4} Q \quad (2.8)$$

Местные потери могут быть заданы следующим образом:

- коэффициентом местного сопротивления ξ и тогда зависимость потерь от расхода выразится формулой, получаемой при замене скорости в уравнении Вейсбаха $\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{\rho v^2}{2}$ расходом,

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{8 \rho Q^2}{\pi^2 d^4}; \quad (2.9)$$

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

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho Q^2}{2 \mu^2 S^2}; \quad (2.10)$$

- эквивалентной длиной l_3 , при этом считается, что потери в местном сопротивлении эквивалентны потерям в трубе длиной l_3 , и тогда для ламинарного режима течения при определении потерь используется формула

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{128 \mu_3 \rho}{\pi d^4} Q. \quad (2.11)$$

Формулы (2.8), (2.10) и (2.11) можно представить в соответствующем виде:

$$\Delta p_{тр} = K_{тр} Q, \quad \Delta p_{\text{м}} = K_{\text{м}} Q \quad \text{или} \quad \Delta p_{\text{м}} = K_{\text{м}} Q^2.$$

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

$$\Delta p_r = K Q^m. \quad (2.12)$$

В схему любого объёмного гидропривода входит гидродвигатель

– устройство, преобразующее энергию потока рабочей жидкости в механическую работу на его выходном звене. При гидродинамическом расчёте гидродвигатель рассматривается как некоторое специальное местное гидравлическое сопротивление, в котором потери давления ($\Delta p_{гд}$) идут на совершение полезной работы перемещения выходного звена, преодолевающего внешнюю нагрузку. Поэтому уравнение характеристики простого трубопровода (2.6), содержащего гидродвигатель, можно представить в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{гд},$$

а уравнение (2.12) в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{гд} + KQ^n. \quad (2.13)$$

Определение величины $\Delta p_{гд}$ зависит от типа гидродвигателя. В случае использования в качестве двигателя гидроцилиндра с односторонним штоком и с подводом рабочей жидкости в бесштоковое пространство цилиндра для расчёта $\Delta p_{гд} = \Delta p_{ц}$ используется формула

$$\Delta p_{ц} = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{мц}}, \quad (2.14)$$

где D – диаметр гидроцилиндра, м;
 $\eta_{мц}$ – механический КПД гидроцилиндра.

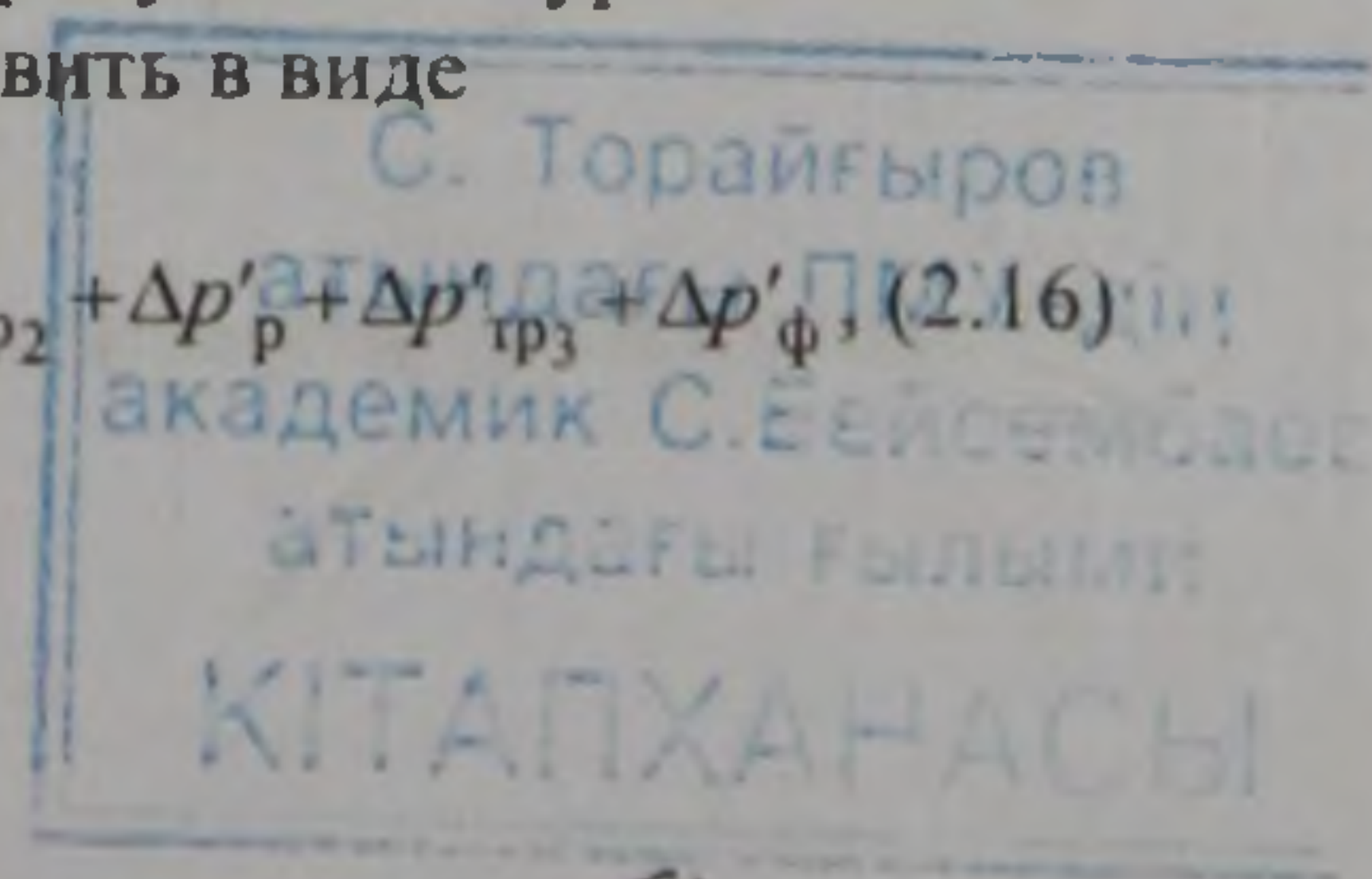
Из-за неравенства эффективных площадей поршня с его правой и левой стороны, расходы жидкости на входе и на выходе гидроцилиндра с односторонним штоком различны. Поэтому в расчёте расход Q' выражается через расход Q

$$Q' = \frac{D^2 - d_{шт}^2}{D^2} Q. \quad (2.15)$$

Например, при $Q = Q_{max} = Q_{\tau} = 243,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ $Q' = 155,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ и $Q'/Q = 0,64$.

На основании эквивалентной схемы рисунок 2.2 уравнение характеристики трубопровода можно представить в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{тр1} + \Delta p_{др} + \Delta p_{р} + \Delta p_{тр2} + \Delta p_{ц} + \Delta p'_{тр2} + \Delta p'_{р} + \Delta p'_{тр3} + \Delta p'_{ф}, \quad (2.16)$$



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 уже отмечалось, отличается от расхода, поступающего в гидроцилиндр, в соответствии с формулой (2.15).

Поскольку режим ламинарный, то как для потерь на трение по длине, так и для местных сопротивлений, для которых задана эквивалентная длина, используется одна и та же формула (2.11); для расчёта потерь в дросселе используется формула (2.10). Тогда уравнение (2.16) можно записать в таком виде:

$$\begin{aligned}\Delta p_{\Sigma} &= \Delta p_u + \sum_{i=1}^n \frac{128\nu\rho}{\pi d^4} l_i Q + \sum_{j=1}^m \frac{128\nu\rho}{\pi d^4} l_j Q' + \frac{\rho}{2\mu^2 S_{\text{др}}^2} Q^2 = \\ &= \Delta p_u + \left(K_1 + K_2 \frac{D^2 - d_{\text{шт}}^2}{D^2} \right) Q + K_3 Q^2,\end{aligned}\quad (2.17)$$

где n — число сопротивлений с расходом Q ;

m — число сопротивлений с расходом Q' ;

K_1, K_2, K_3 — постоянные величины.

Подставляя данные из условия задания, получим:

$$\Delta p_u = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{\text{мп}}} = \frac{4 \cdot 8000}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 1} = 4,074 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$K_1 = \frac{128\nu\rho}{\pi d_1^4} (l_1 + l_2 + l_{\text{др}}) = \frac{128 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \cdot 800}{3,14 \cdot 0,01^2} (3 + 1,5 + 1,5) = 391,1 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \text{с}},$$

$$K_2 = \frac{128\nu\rho}{\pi d_1^4} (l_2 + l_{\text{др}} + l_3 + l_{\text{эф}}) = \frac{128 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \cdot 800}{3,14 \cdot 0,01^2} (1,5 + 1,5 + 4 + 2) = 586,7 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \text{с}},$$

$$\frac{D^2 - d_{\text{шт}}^2}{D^2} = \frac{0,05^2 - 0,03^2}{0,05^2} = 0,64,$$

$$K_1 + K_2 \frac{D^2 - d_{\text{шт}}^2}{D^2} = 391,1 \cdot 10^6 + 586,7 \cdot 10^6 \cdot 0,64 = 766,6 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^4 \text{с}},$$

$$K_3 = \frac{\rho}{2\mu^2 S_{\text{др}}^2} = \frac{800}{2 \cdot 0,7^2 \cdot (5 \cdot 10^{-6})^2} = 326,5 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7.$$

Подставляя найденные значения величин в (2.17), получим урав-

нение характеристики заданного простого (без разветвлений) трубопровода с одним гидроцилиндром в виде

$$\Delta p_{\Sigma} = 4,074 \cdot 10^6 + 766,6 \cdot 10^6 \cdot Q + 326,5 \cdot 10^{11} \cdot Q^2. \quad (2.18)$$

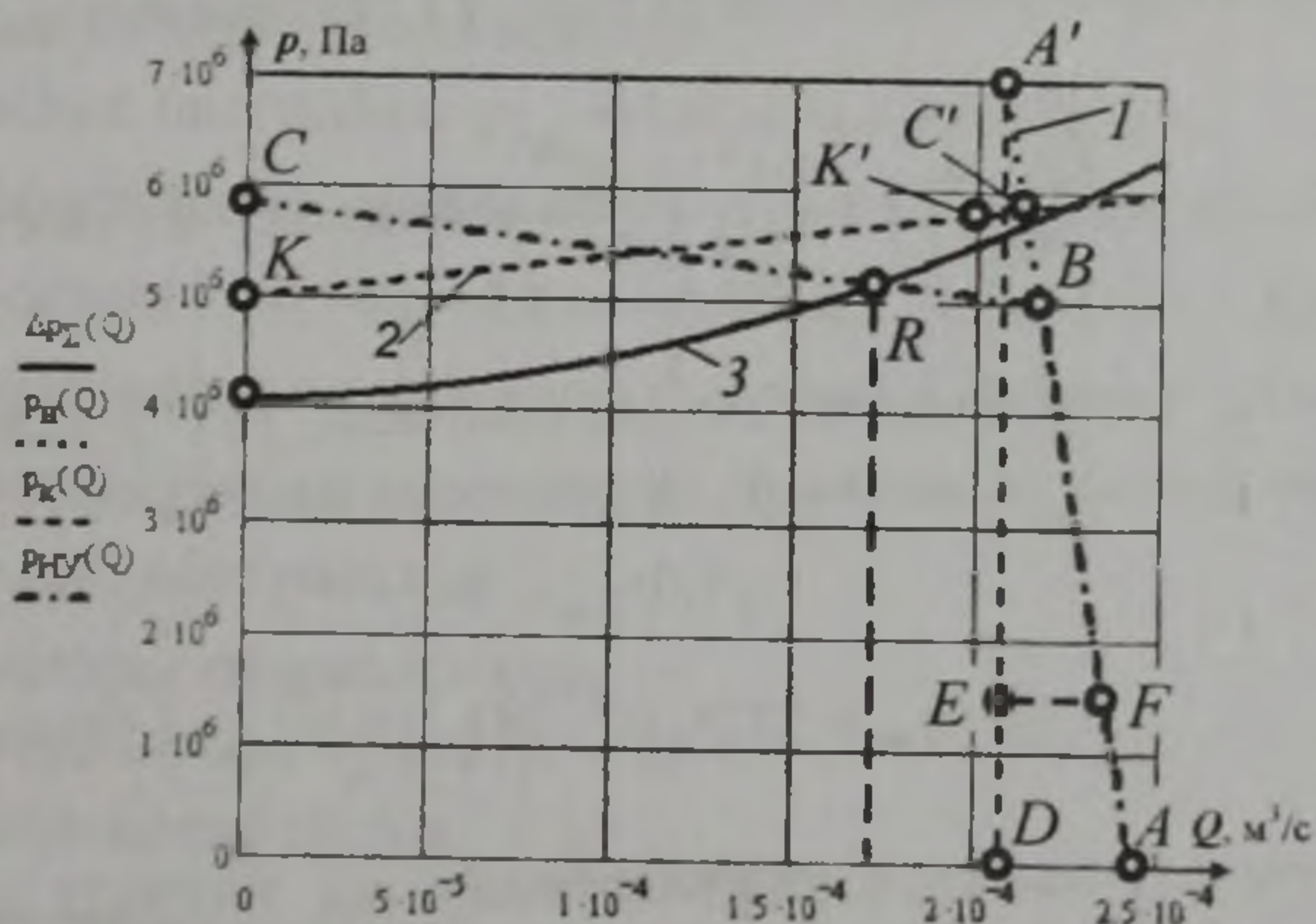
Уравнение нелинейное, поэтому построение характеристики проводим по 5 точкам, задаваясь значением Q в пределах $0 - Q_T$.

Результаты такого расчёта приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты расчёта потери давления в трубопроводе при заданном расходе

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	$50 \cdot 10^{-6}$	$100 \cdot 10^{-6}$	$150 \cdot 10^{-6}$	$200 \cdot 10^{-6}$	$243,3 \cdot 10^{-6}$
$\Delta p_{\Sigma}, \text{ МПа}$	4,074	4,194	4,478	4,924	5,534	6,194

По данным таблицы строится характеристика трубопровода (кривая 3 на рисунке 2.3).



1 – характеристика насоса; 2 – характеристика регулировочного клапана; 3 – характеристика трубопровода; ABC – характеристика насосной установки

Рисунок 2.3 – Характеристики насоса, переливного клапана, насосной установки и трубопровода

2.1.4 Расчёт основных параметров гидропривода

Пересечение линий BC и 3 дает рабочую точку гидросистемы R с координатами

$$Q_{HY} = Q_R \cong 175 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 175 \text{ см}^3/\text{с}$$

и
$$p_H = p_R \cong 5,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,2 \text{ МПа}.$$

Решение системы двух уравнений – линии BC и кривой 3 – в системе Mathcad даёт более точные значения:

$$Q_{HY} \cong 172,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 172,3 \text{ см}^3/\text{с} \text{ и } p_H = 5,176 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,176 \text{ МПа}.$$

Отсюда получаем ответы на поставленные в задании вопросы:

- так как подача насосной установки Q_{HY} согласно эквивалентной расчетной схеме целиком поступает в гидроцилиндр, то скорость движения его штока определяется по формуле (поскольку значение объемного КПД гидроцилиндра не задано, то принимаем $\eta_{oc} = 1$)

$$v_{ш} = \frac{4Q_{HY} \eta_{HY}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 172,3 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 0,088 \text{ м/с} = 8,8 \text{ см/с};$$

- мощность, потребляемая гидроприводом, равна мощности, потребляемой насосной установкой, и в данном случае определяется по формуле

$$N_{BX} = p_H Q_T / \eta_{MH} = 5,176 \cdot 10^6 \cdot 243,3106 / 0,9 = 1399 \text{ Вт};$$

- для определения КПД гидропривода $\eta_{гп}$ вначале необходимо рассчитать полезную мощность на его выходном звене

$$N_{вых} = F v = 8000 \cdot 0,088 = 704 \text{ Вт},$$

тогда
$$\eta_{MH} = N_{вых} / N_{BX} = 704 / 1399 = 0,503.$$

2 Гидропривод подъемного механизма

2.2.1 Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидропривода

В гидроприводе, упрощенная схема которого представлена на рисунке 2.4 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.

Исходные данные для расчёта:

- вес грузов $G_1 = 2,2 \text{ кН} = 2200 \text{ Н}$ и $G_2 = 2,1 \text{ кН} = 2100 \text{ Н}$;

параметры насоса:

- максимальный рабочий объем $V_{н\text{макс}} = 30 \text{ см}^3 = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$,

- частота вращения вала $n_n = 25 \text{ с}^{-1}$,

- коэффициент объемных утечек $K_{он} = 0,03 \text{ МПа}^{-1} = 3 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$,

- механический КПД $\eta_{мн} = 0,9$;

параметры регулятора подачи:

- давление настройки $p_{p\text{на}} = 4,85 \text{ МПа} = 4,85 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

- коэффициент регулятора $K_p = 0,001 \text{ м}^3 / (\text{М}(\text{М} \cdot \text{с})) = 10^{-9} \text{ м}^3 / (\text{Па} \cdot \text{с})$;

- гидролиний: $d_1 = d_2 = 0,8 \text{ см} = 0,008 \text{ м}$, $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = l_3 = 8,5 \text{ м}$, $l_4 = 3 \text{ м}$;

- коэффициент сопротивления фильтра $\xi_\phi = 5$,

- площадь проходного сечения дросселя $S_{др} = 14 \text{ мм}^2 = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$,

- коэффициент расхода $\mu_{др} = 0,7$;

- параметры гидромоторов:

- рабочий объем $V_r = 32 \text{ см}^3 = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$,

- механический КПД $\eta_{мг} = 0,9$,

- коэффициент объемных утечек $K_{ог} = 0,03 \text{ л/М/М} = 3 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$;

- передаточное отношение механического редуктора $i = n_{вх} / n_{вых} = 40$;

- диаметр шкива $D = 0,5 \text{ м}$;

параметры рабочей жидкости:

- кинематическая вязкость $\nu = 0,14 \text{ см}^2/\text{с} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,

- плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Принять, что в трубах с диаметром d_1 режим течения турбулентный и коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,04$, а с диаметром d_2 – ламинарный.

Моменты на валах гидромоторов определяются по формулам:

$$M_1 = G_1 \frac{D}{2i} = 2200 \frac{0,5}{2 \cdot 40} = 13,75 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_2 = G_2 \frac{D}{2i} = 2100 \frac{0,5}{2 \cdot 40} = 13,125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определить:

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

Решение

Первым шагом решения является замена принципиальной схемы привода эквивалентной, в которой в условном виде с использованием любых символов представляют все виды гидросопротивлений.

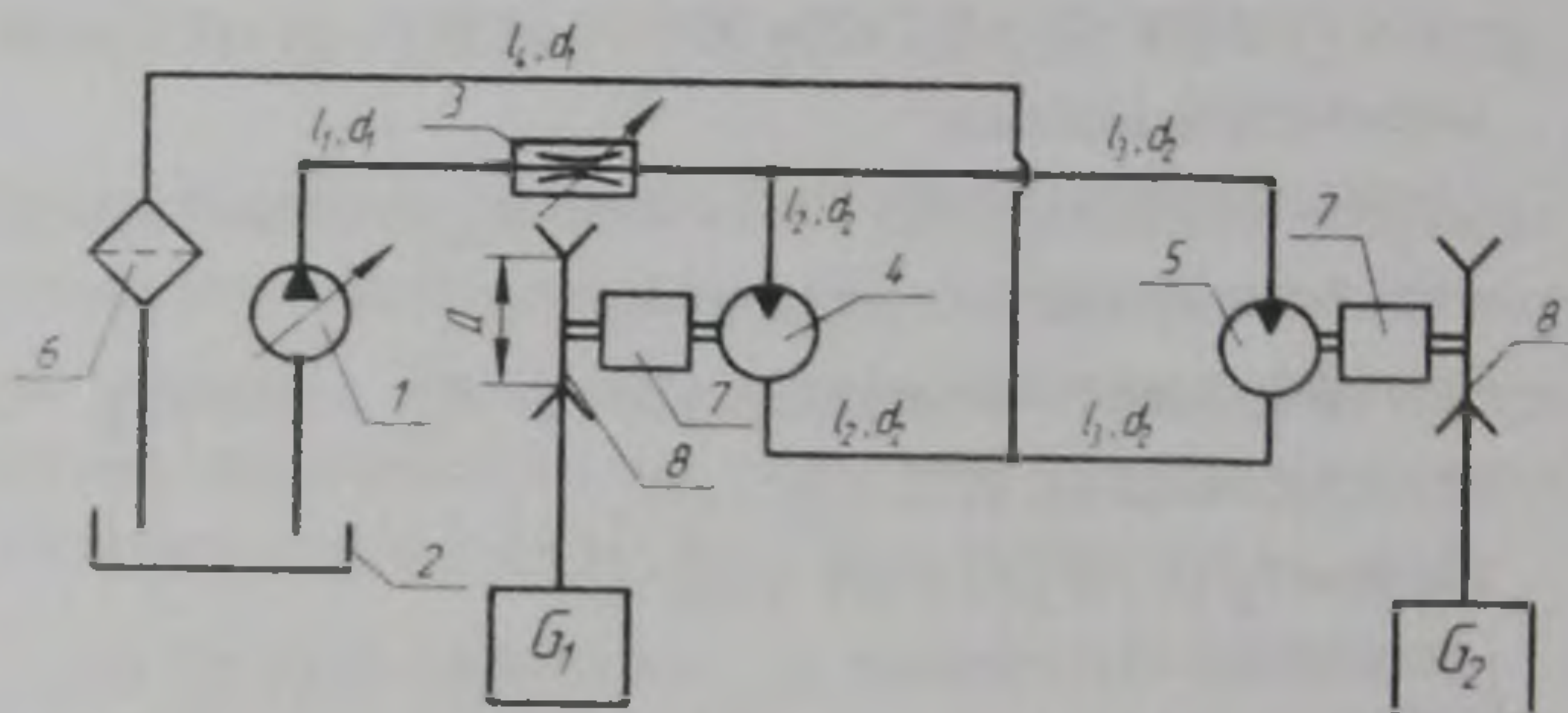


Рисунок 2.4 – Схема гидропривода подъемного механизма

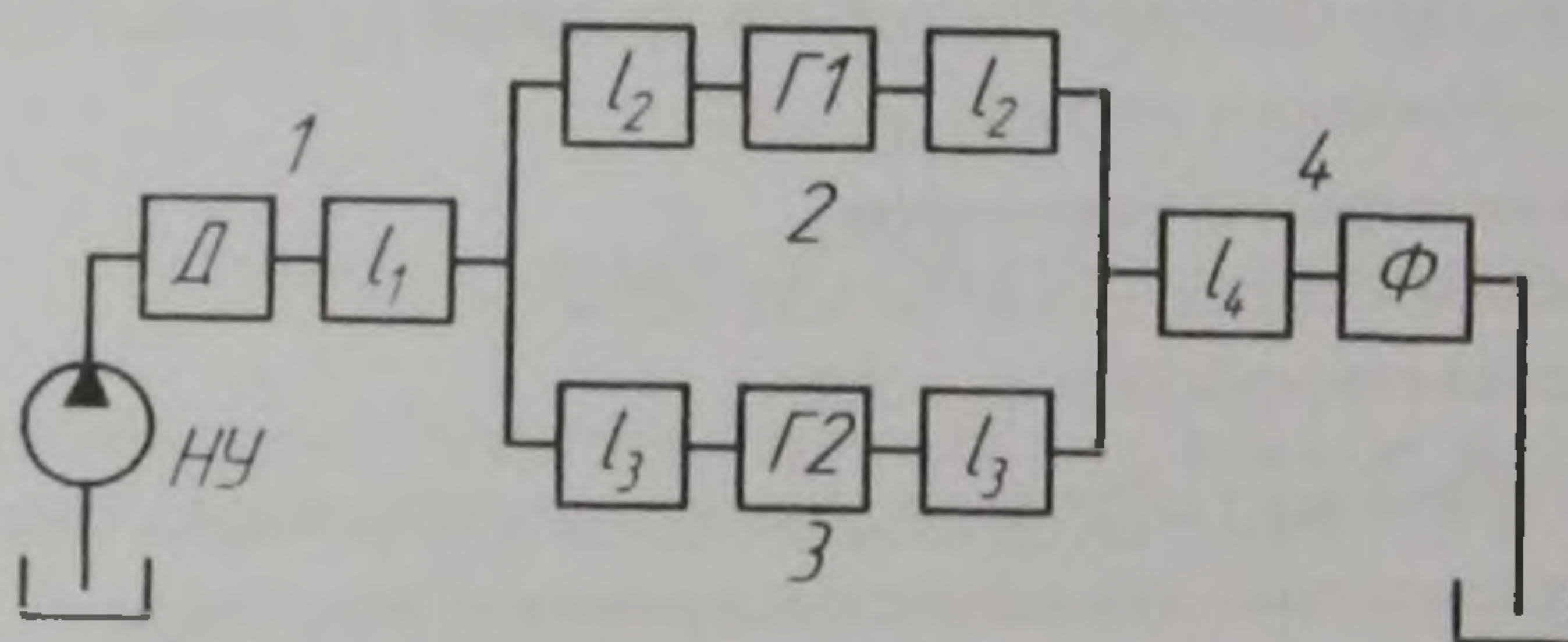


Рисунок 2.5 – Эквивалентная схема гидропривода подъемного механизма

Эквивалентная схема гидропривода подъёмного механизма представляет собой сложный трубопровод с последовательно-параллельным соединением отдельных участков (простых трубопроводов) 1, 2, 3 и 4, каждый из которых состоит из соединённых элементов (гидравлических сопротивлений).

Из этого следует и дальнейший ход решения задачи:

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

2.2.2 Построение характеристики объёмного насоса с регулятором подачи

На рисунке 2.6 в качестве примера дан разрез аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой, а на рисунке 2.7 а – схема насосной установки с аксиально-поршневым регулируемым насосом и простейшим регулятором подачи, которая на схеме гидропривода обычно обозначается как регулируемый насос как видно из рисунка 2.7 б.

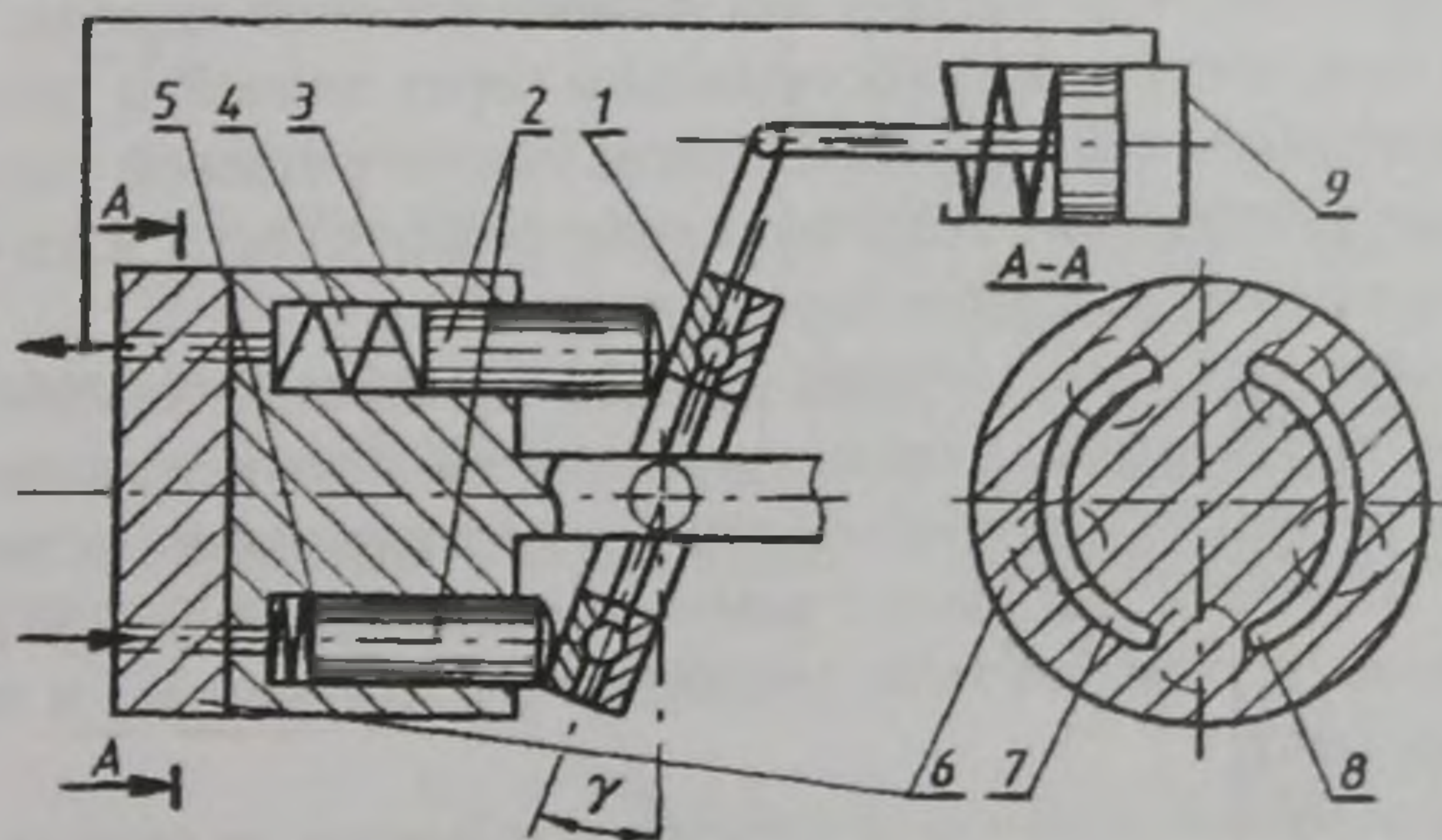


Рисунок 2.6 – Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонной шайбой или наклонным блоком. На рисунке 2.6 изображен аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой 1, на которую опираются основания плунжеров 2, они вращаются вместе с блоком 3 и одновременно совершают возвратно-поступательные движения относительно него.

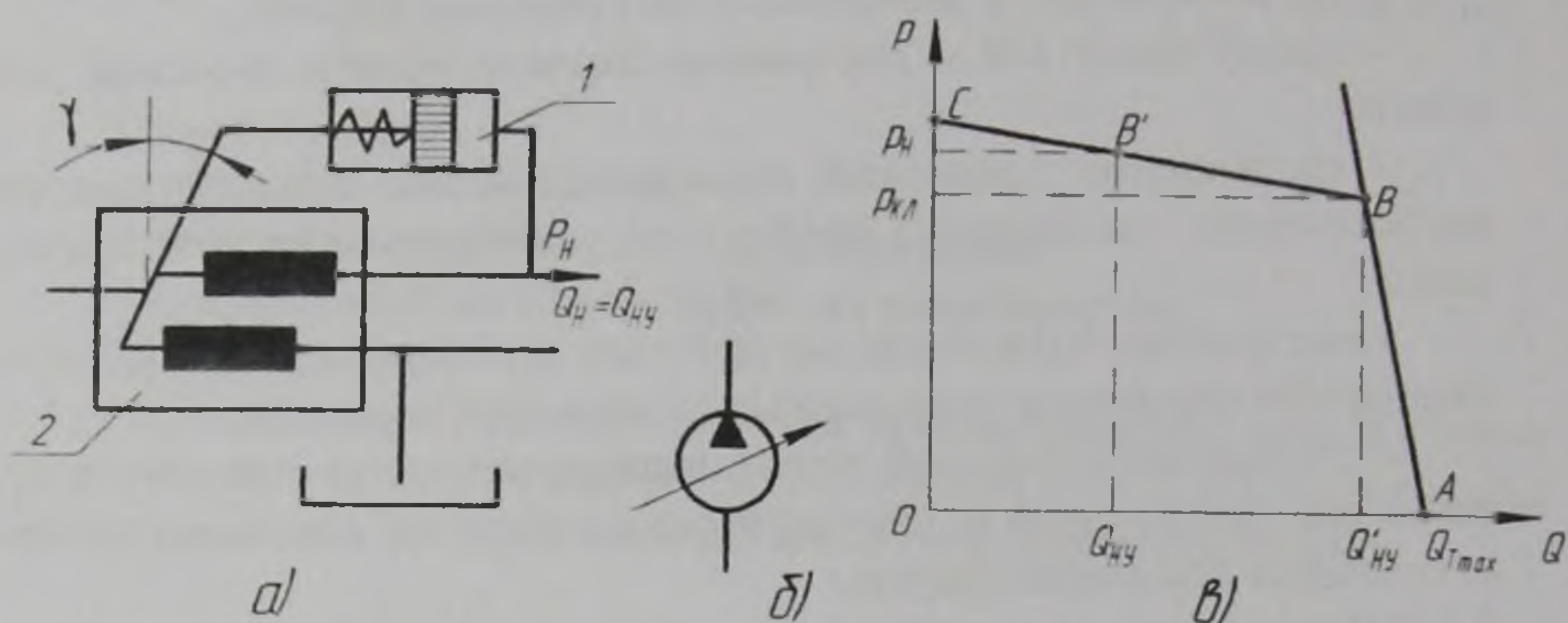


Рисунок 2.7 — Регулируемый насос с регулятором подачи

При этом рабочие камеры 4 и 5 меняют свой объем от минимальной величины (поз. 5 на рисунке 2.6) до максимальной (поз. 4) и обратно.

Для соединения рабочих камер с трубопроводами служит неподвижный распределитель 6 с дугообразными окнами 7 и 8. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом через окно 7, а при уменьшении — с напорным через окно 8. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком имеет аналогичную конструкцию, но у него относительно оси вращения наклонен блок, а не шайба.

Аксиально-поршневые насосы являются наиболее технически совершенными из роторных. Они могут создавать высокие давления (до 30–45 МПа), работать в широком диапазоне изменения частоты вращения (500–5000 мин⁻¹) и имеют высокие к.п.д. (до 0,90–0,92). Однако, они сложны в производстве (особенно регулируемые) и поэтому являются дорогими.

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

На поршень регулятора 1, шток которого связан с наклонной шайбой (или наклонным блоком) аксиально-поршневого насоса 2, действуют сила пружины и сила давления жидкости (рис. 2.7 а). Если давление $p_n \leq p_{\text{прmin}}$ (рис. 2.7 в), то сила предварительного поджатия пружины удерживает поршень в крайнем правом положении и $\gamma = \gamma_{\text{max}}$, $V_n = V_{n\text{max}}$. То есть характеристика насосной установки при этом соответствует характеристике объемного насоса с теоретической

подачей $Q_{T\max} = V_{n\max} n_p$

При $p_H > p_{p\min}$ 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 $p_H > p_{p\min}$ можно записать в виде

$$Q_{Hy} = Q'_{Hy} - K_p (p_H - p_{p\min}) \quad (2.19)$$

где K_p – постоянный коэффициент регулятора;

Q'_{Hy} – подача насосной установки при $p_H = p_{p\min}$.

Учитывая линейность характеристик объёмного насоса и насосной установки с регулятором рабочего объёма насоса, построение каждой из них проводим по двум точкам.

Для насоса первая точка A на рисунке 2.8) определяется на линии абсцисс ($p = 0$) при максимальной теоретической подаче насоса, принимая $V_n = V_{n\max}$,

$$Q_A = Q_{T\max} = V_{n\max} n_n = 3 \cdot 10^{-5} \cdot 25 = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вторая точка A' определяется для произвольно выбранного давления $p'_{\pi} = p_A = 6 \cdot 10^6 \text{ Па}$ по объёмному КПД насоса η_{OH} , который по условию задачи задан не численно, а через коэффициент объёмных утечек K_{OH} по формуле

$$\eta_{OH} = 1 - K_{OH} p_A = 3 \cdot 10^{-8} \cdot 6 \cdot 10^6 = 0,82.$$

Расход в точке A' определяется по формуле

$$Q_{A'} = Q_{T\max} \eta_{OH} = 7,5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,82 = 6,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Соединяя точки A и A' прямой, получаем характеристику насоса на рисунке 2.8. Уравнение этой линии имеет вид

$$p_{\pi}(Q) = p_{A'} - p_{A'} \frac{Q - Q_{A'}}{Q_A - Q_{A'}}. \quad (2.20)$$

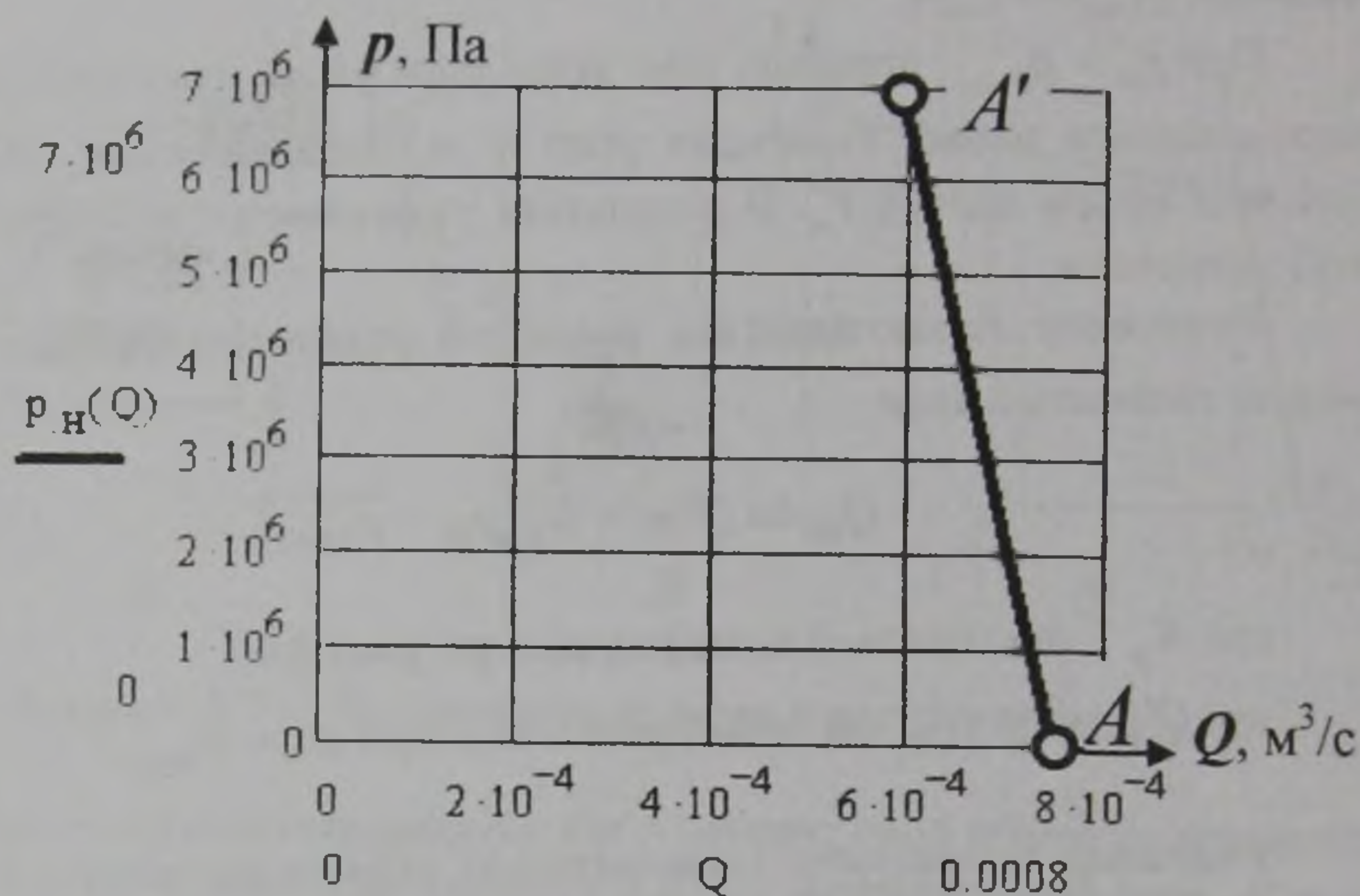


Рисунок 2.8 – Характеристика объёмного насоса

Первая точка B характеристики насосной установки при работе регулятора определяется как точка пересечения горизонтали, соответствующей давлению настройки регулятора $p_B = p_{p_{\text{ном}}} = 4,85 \text{ МПа}$, с характеристикой насоса на рисунке 2.9.

Из уравнения линии AA' (2) находим расход $Q = Q_B$ насосной установки в точке B при давлении $p_H(Q_B) = p_B = p_{p_{\text{ном}}} = 4,85 \text{ МПа}$

$$Q_B = \frac{(p_{A'} - p_B)(Q_A - Q_{A'}) + p_{A'} Q_{A'}}{p_{A'}} \quad Q_B = 6,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Уравнение характеристики насосной установки (2.19) при работе регулятора можно записать в виде

$$p_r(Q) = p_B + \frac{Q_B - Q}{K_p}. \quad (2.21)$$

Откуда находим давление в точке C при расходе равном нулю

$$p_C = p_B + \frac{Q_B - Q}{K_p} \quad p_C = 5,49 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

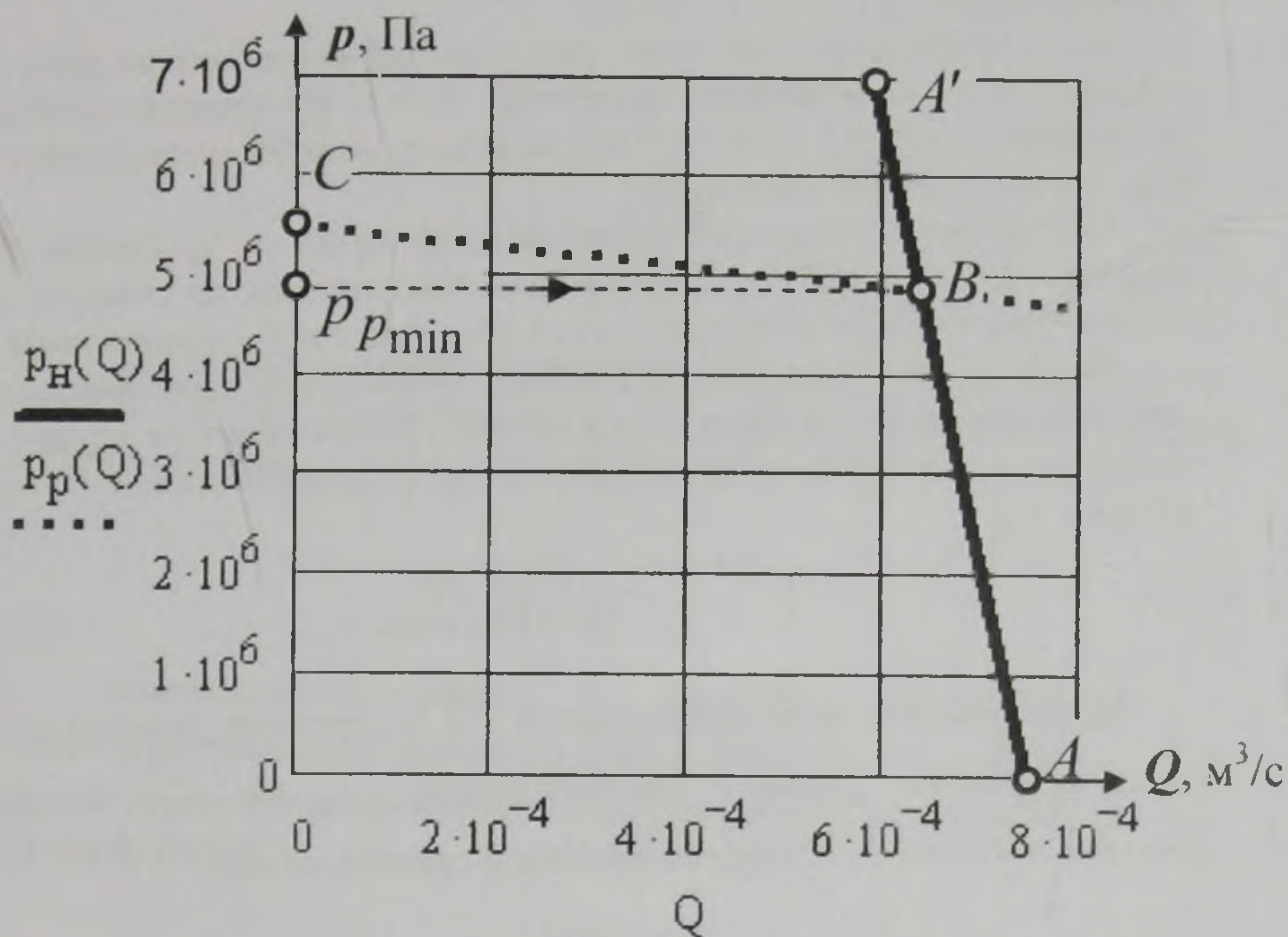


Рисунок 2.9 – Построение характеристики насосной установки *BC*

Соединяя точки *B* и *C*, получаем характеристику насосной установки (ломаная линия *ABC* на рисунке 2.9).

Уравнение характеристики насосной установки в системе Mathcad может быть представлено условием

$$p_{\text{ну}}(Q) = \begin{cases} p_p(Q) & \text{if } 0 \leq Q \leq Q_B \\ p_n(Q) & \text{if } Q_B \leq Q \leq Q_A \end{cases} \quad (2.22)$$

Полученная характеристика насосной установки с регулятором подачи 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 получается за счет слива части подаваемой насосом жидкости обратно в гидробак, а при использовании регулятора подачи аналогичный эффект получается за счёт уменьшения рабочего объёма насоса, что более экономично.

2.2.3 Составление уравнений характеристик простых 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*.

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.

Под характеристикой трубопровода понимается зависимость потерь давления в трубопроводе от расхода. Потери делят на потери на трение по длине трубы и потери в местных сопротивлениях (местные потери)

$$\Delta p_z = \Delta p_{тр} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (2.23)$$

Потери на трение в трубе длиной l и внутренним диаметром d определяются по формуле Дарси-Вейсбаха $\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$, которая при замене скорости объёмным расходом принимает вид

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8 \rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (2.24)$$

или для напора

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8 Q^2}{\pi^2 g d^4},$$

При ламинарном режиме течения ($Re < 2300$) $\lambda = \frac{64}{Re}$ и формула Дарси преобразуется в формулу Пуазейля

$$\Delta p_{тр} = \frac{128 \mu \rho}{\pi d^4} Q. \quad (2.25)$$

Местные потери могут быть заданы следующим образом:

- коэффициентом местного сопротивления ξ и тогда зависимость потерь от расхода выразится формулой, получаемой при замене скорости в уравнении Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{\rho v^2}{2},$$

расходом,

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (2.26)$$

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

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S^2}, \quad (2.27)$$

- эквивалентной длиной l_3 , при этом считается, что потери в местном сопротивлении эквивалентны потерям в трубе длиной l_3 , и тогда для ламинарного режима течения при определении потерь используется формула

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{128\eta_2 \rho}{\pi d^4} Q. \quad (2.28)$$

Формулы (7), (8) и (9) можно представить в следующем виде:

$$\Delta p_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} Q, \quad \Delta p_{\text{м}} = K_{\text{м}} Q \text{ или } \Delta p_{\text{м}} = K_{\text{м}} Q^2.$$

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

$$\Delta p_{\text{г}} = K Q^m. \quad (2.29)$$

В схему любого объёмного гидропривода входит гидродвигатель устройство, преобразующее энергию потока рабочей жидкости в механическую работу на его выходном звене. При гидродинамическом расчёте гидродвигатель рассматривается как некоторое специальное местное гидравлическое сопротивление, в котором потери давления ($\Delta p_{\text{гд}}$) идут на совершение полезной работы – перемещение выходного звена, преодолевающего внешнюю нагрузку.

Поэтому уравнение характеристики простого трубопровода (5), содержащего гидродвигатель, можно представить в виде

$$\Delta p_z = \Delta p_{тр} + \Delta p_{\mu} + \Delta p_{гд},$$

а уравнение (2.29) в виде

$$\Delta p_z = \Delta p_{гд} + KQ^m. \quad (2.30)$$

Определение величины $\Delta p_{гд}$ 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].

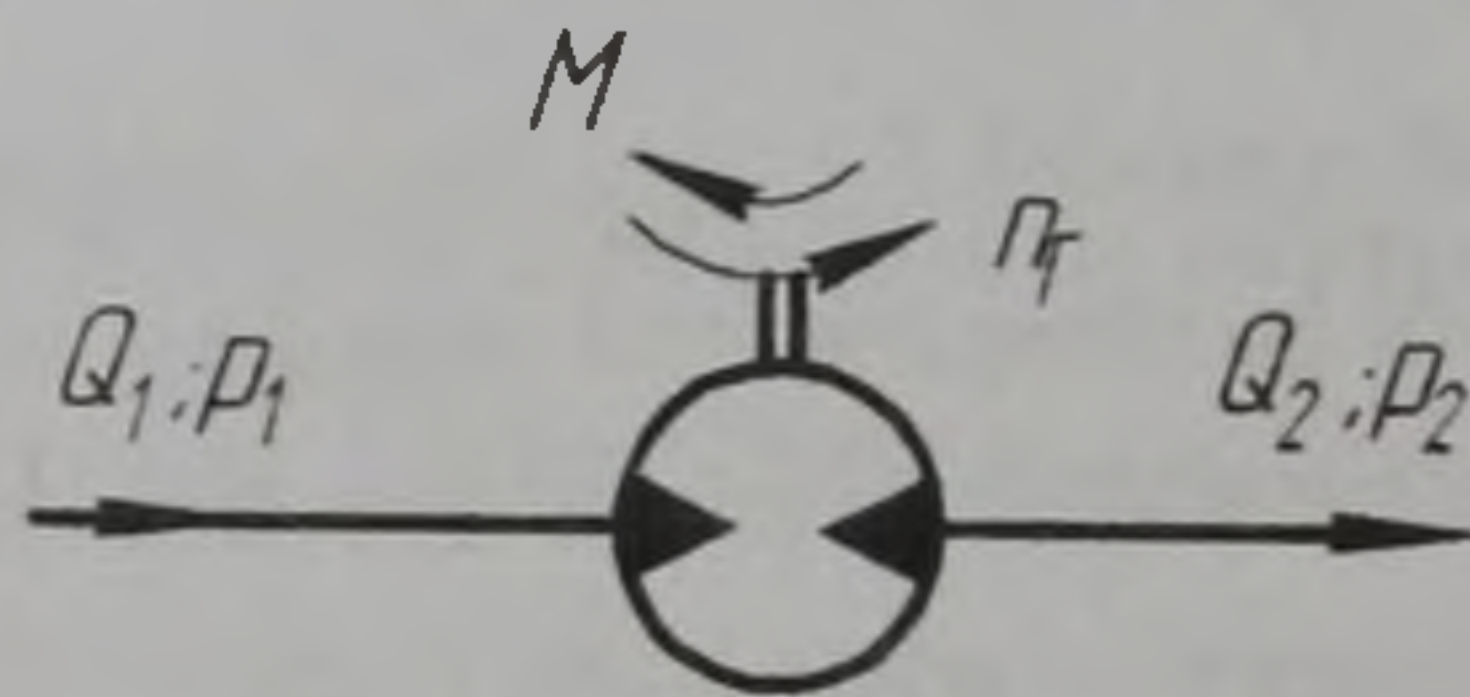


Рисунок 2.10 – Гидромотор

Обозначение реверсивного гидромотора на схемах и параметры, характеризующие его работу, приведены на рисунке 2.10,

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_r – частота вращения вала гидромотора.

При расчете гидромотора можно использовать следующие формулы:

$$\Delta p_r = \frac{2\pi M}{V_r \eta_{мг}}, \quad (2.31)$$

$$n_r = \frac{Q_r \eta_{ог}}{V_r}, \quad (2.32)$$

$$N_r = \Delta p_r Q_r = \Delta p_r \eta_{ог} Q_r, \quad (2.33)$$

где V_r – рабочий объем гидромотора;

N_r – мощность развиваемая гидромотором;

Q_r – расход рабочей жидкости через гидромотор;

$\eta_{мг}$ – механический к.п.д. гидромотора, значение которого в рабочем диапазоне скоростей и нагрузок может быть принято постоянным;

$\eta_{ог}$ – объемный к.п.д. гидромотора, который при известном перепаде давления Δp_r определяется по формуле

$$\eta_{ог} = 1 / (1 + K_{ог} \Delta p_r), \quad (2.34)$$

где $K_{ог}$ – коэффициент объемных потерь в гидромоторе.

Для гидромоторов с достаточной степенью точности можно считать, что

$$Q_1 = Q_2 = Q.$$

2.2.4 Расчёт характеристик сложного трубопровода с разветвлённым участком и двумя гидромоторами

Как уже отмечалось, эквивалентная схема гидропривода подъёмного механизма представляет собой сложный трубопровод, состоящий из 4-х простых трубопроводов, причём 2-й и 3-й включены параллельно между 1-м и 4-м трубопроводами.

На основании эквивалентной схемы на рисунке 2.5 уравнения характеристик простых трубопроводов можно представить в виде:

– для 1-го участка $\Delta p_1 = \Delta p_{тр1} + \Delta p_{зп}$ и с учётом (2.23) и (2.26)

$$\Delta p_1(Q) = \lambda \frac{8l_1 \rho Q^2}{\pi^2 d_1^5} + \frac{\rho Q^2}{2\mu_{зп}^2 S_{зп}^2}; \quad (2.35)$$

для построения этой характеристики при ручном счёте удобно это уравнение представить в виде

$$\Delta p_1(Q) = K_1 Q^2,$$

где

$$K_1 = \lambda \frac{8l_1 \rho}{\pi^2 d_1^5} + \frac{\rho}{2\mu_{\text{зр}}^2 S_{\text{зр}}^2} \cdot \quad K_1 = 9,14 \cdot 10^{12} \text{ кг/м}^7;$$

- для 2-го участка $\Delta p_2 = 2\Delta p_{\text{тр}2} + \Delta p_{\text{г}1}$ определяем по формуле (2.7), а потери в гидромоторе по формуле (2.31)

$$\Delta p_2(Q) = 2 \frac{128\nu l_2 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_1}{V_{\text{г}} \eta_{\text{мг}}}, \quad (2.36)$$

при ручном счёте это уравнение представляется в виде

$$\Delta p_2(Q) = K_2 Q + \Delta p_{\text{г}1},$$

где

$$K_2 = 2 \frac{128\nu l_2 \rho}{\pi d_2^4} = 2 \frac{128 \cdot 0,14 \cdot 10^{-4} \cdot 8,5 \cdot 900}{3,14 \cdot (0,8 \cdot 10^{-2})^4} = 2,13 \cdot 10^9 \text{ кг/(м}^4\text{с)},$$

$$\Delta p_{\text{г}1} = \Delta p_2(0) = \frac{2\pi M_1}{V_{\text{г}} \eta_{\text{мг}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 13,75}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 2,99 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

- для 3-го участка $\Delta p_3 = 2\Delta p_{\text{тр}3} + \Delta p_{\text{г}2}$ с ламинарным течением – аналогично (2.36)

$$\Delta p_3(Q) = 2 \frac{128\nu l_3 \rho}{\pi d_2^4} Q + \frac{2\pi M_2}{V_{\text{г}} \eta_{\text{мг}}}, \quad (2.37)$$

при ручном счёте это уравнение представляется в виде

$$\Delta p_3(Q) = K_3 Q + \Delta p_{\text{г}2},$$

где с учётом $l_2 = l_3$

$$K_3 = 2 \frac{128\nu l_3 \rho}{\pi d_2^4} = K_2 = 2,13 \cdot 10^9 \text{ кг/(м}^4\text{с)},$$

$$\Delta p_{\text{г}2} = \Delta p_3(0) = \frac{2\pi M_2}{V_{\text{г}} \eta_{\text{мг}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 13,125}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 2,86 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

- для 4-го участка $\Delta p_4 = \Delta p_{\text{тр}4} + \Delta p_{\text{г}}$ с учётом (2.24) и (2.26)

$$\Delta p_4(Q) = \lambda \frac{8l_4 \rho Q^2}{\pi^2 d_1^5} + \zeta_\Phi \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_1^4}, \quad (2.38)$$

или

$$\Delta p_4(Q) = K_4 Q^2,$$

где

$$K_4 = \lambda \frac{8l_4 \rho}{\pi^2 d_1^5} + \zeta_\Phi \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4}.$$

Заметим, что участки 1 и 4 включены последовательно, поэтому для них можно написать общее уравнение $\Delta p_{14} = \Delta p_{тр1} + \Delta p_4$, построить характеристику и не проводить в дальнейшем их графического сложения.

$$\Delta p_{14}(Q) = (K_1 + K_4) Q^2, \quad (2.39)$$

в этом выражении

$$\begin{aligned} K_1 + K_4 &= \frac{8\rho}{\pi^2 d_1^4} \left(\lambda \frac{l_1 + l_4}{d_1} + \zeta_\Phi \right) + \frac{\rho}{2\mu_{тр}^2 S_{тр}^2} = \\ &= \frac{8 \cdot 900}{3,14^2 \cdot 0,008^4} \left(0,04 \frac{5+3}{0,008} + 5 \right) + \frac{900}{2 \cdot (0,7 \cdot 14 \cdot 10^{-6})^2} = 12,7 \cdot 10^{12} \text{ кг/м}^7. \end{aligned}$$

Поскольку характеристики 2-го и 3-го участков линейны, для их построения достаточно двух точек, например, при $Q = 0$ и $Q = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для построения нелинейной характеристики $\Delta p_{14}(Q)$ рекомендуется определить 5–6 точек, задаваясь произвольными значениями Q , в интервале $Q - Q_{\text{тр max}}$. Окончательные результаты расчетов заносим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты расчёта потерь давления в функции от расхода

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,3 \cdot 10^{-3}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
$\Delta p_2, \text{ МПа}$	2,99				4,27	
$\Delta p_3, \text{ МПа}$	2,86				4,12	
$\Delta p_{14}, \text{ МПа}$	0	0,51	1,14	2,03	3,18	4,57

По данным таблицы 2.2 на графике (рис. 2.11) строим характери-

стики $\Delta p_2(Q)$, $\Delta p_3(Q)$ и $\Delta p_{14}(Q)$. Характеристики участков 2 и 3, описываемые уравнениями (2.36) и (2.37), имеют вид прямых линий, суммарная характеристика 1-го и 4-го участков $\Delta p_{14}(Q)$, описываемая уравнением (20), имеет криволинейный вид как показано на рисунке 2.11.

Затем по правилам графического сложения характеристик параллельных участков 2 и 3 (складываются абсциссы точек потерь давления $\Delta p = f(Q)$ обоих участков, взятых при одной и той же ординате, иными словами, складываются кривые потерь давления обоих участков по горизонтали) получаем суммарную характеристику участков 2 и 3 (ломаная линия $LMN - \Delta p_{23}$ на рисунке 2.12). Заметим, что при сложении прямых, достаточно провести сложение по двум точкам.

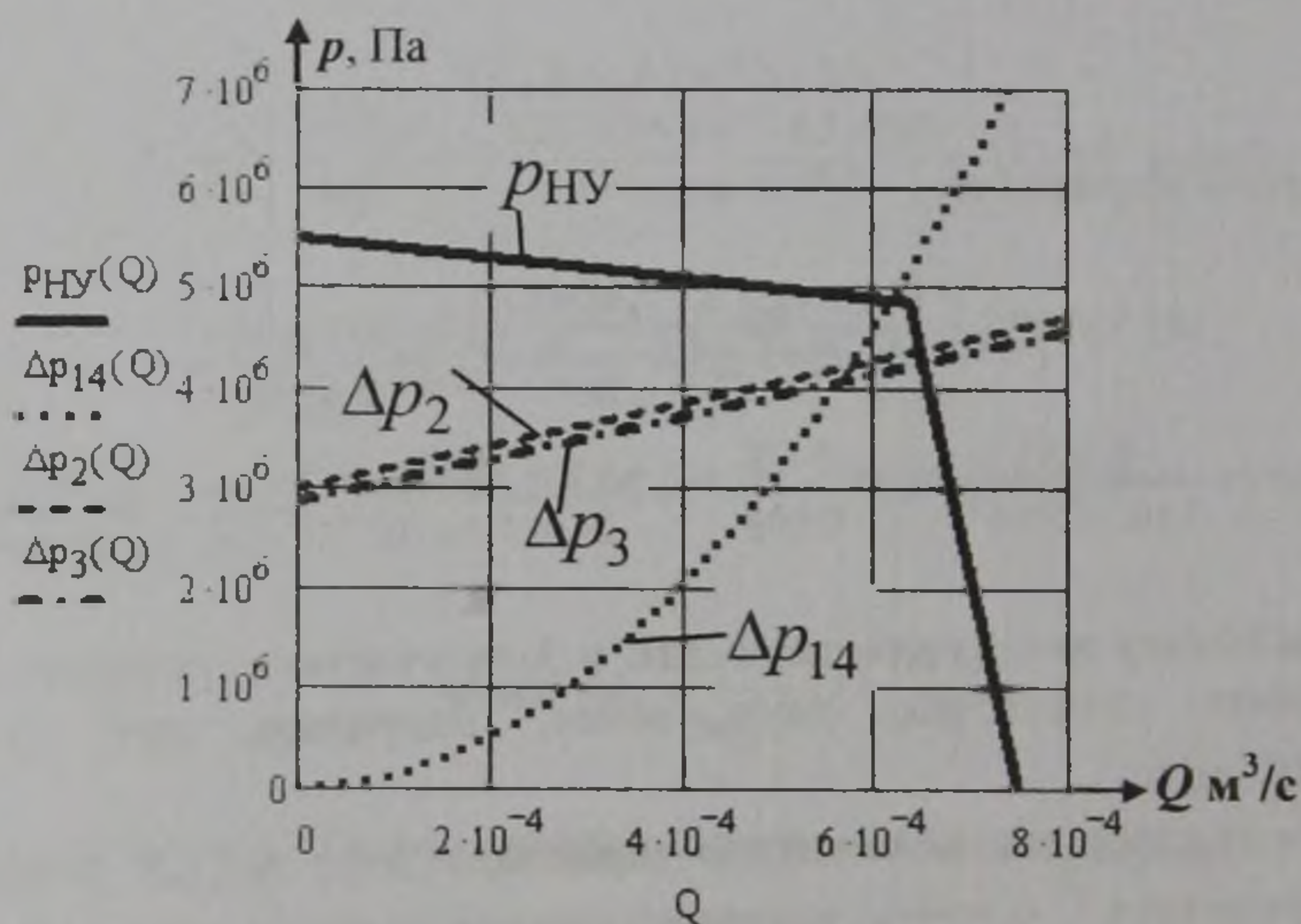


Рисунок 2.11 – Характеристики 2-го и 3-го участков и совместная характеристика 1-го и 4-го участков

Данную зависимость можно получить аналитически. Участок LM ломаной линии совпадает с отрезком характеристики Δp_3 . Давление в точке M соответствует давлению на характеристике Δp_2 при нулевом расходе

$$p_M = \Delta p_2(0) = \Delta p_{г1} = 2,99 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Объёмный расход в точке M определится из уравнения характе-

ристики Δp_3 (2.18) при давлении p_M

$$Q_M = \frac{p_M - \Delta p_{r2}}{K_3} \quad Q_M = 6,40 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для построения участка MN выбираем на ней произвольную точку D с давлением $p_D = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Для этого давления находим объёмные расходы:

- для характеристик второго участка

$$Q_{D2} = \frac{p_D - \Delta p_{r1}}{K_2}, \quad Q_{D2} = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

- для характеристик третьего участка

$$Q_{D3} = \frac{p_D - \Delta p_{r2}}{K_3}, \quad Q_{D3} = 2,99 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

- для суммарной характеристики второго и третьего участков

$$Q_D = Q_{D2} + Q_{D3}, \quad Q_D = 5,34 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из подобия треугольников находится уравнение линии MN суммарной характеристики второго и третьего участков

$$\Delta p_{MN}(Q) = p_M + (p_D - p_M) \frac{Q - Q_M}{Q_D - Q_M}.$$

Суммарная характеристика второго и третьего участков – ломаная линия LMN – определяется Mathcad из условия

$$\Delta p_{23}(Q) = \begin{cases} \Delta p_3(Q) & \text{if } 0 \leq Q \leq Q_M \\ \Delta p_{MN}(Q) & \text{if } Q_M \leq Q \end{cases} \quad (2.40)$$

Далее проводим графическое сложение полученной характеристики Δp_{23} (ломаная линия LMN) с характеристикой Δp_{14} (2.39) по оси давлений p и в результате получаем суммарную характеристику всего сложного трубопровода – линия Δp_{Σ} на рисунке 2.12:

$$\Delta p_{\Sigma}(Q) = \Delta p_{23}(Q) + \Delta p_{14}(Q). \quad (2.41)$$

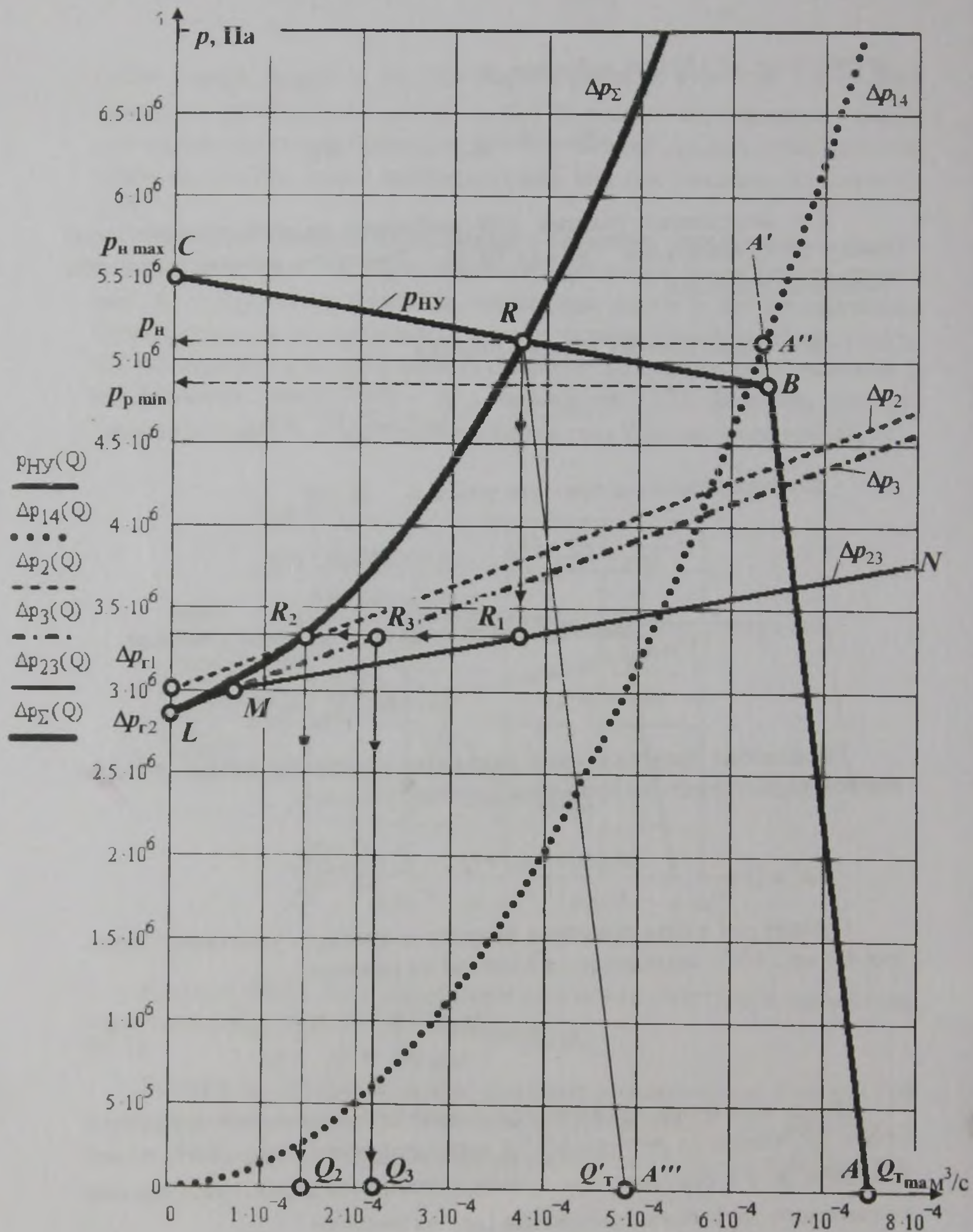


Рисунок 2.12 – Графики, полученные по результатам расчета

2.2.5 Расчёт основных параметров гидропривода

Пересечение полученной суммарной характеристики (2.41) сложного трубопровода с характеристикой насосной установки (2.22) определяет рабочую точку гидросистемы (точка R на рисунке 2.12).

Координаты точки R можно определить также путём решения системы уравнений (2.22) и (2.41) для характеристик. Для её решения в системе Mathcad необходимо задать начальные значения искомых величин

$$Q_R := 0.3 \cdot 10^{-3} \dots p_{HY}(Q_R) = 5.19088 \cdot 10^6 \dots \Delta p_{\Sigma}(Q_R) = 4.39423 \cdot 10^6,$$

а затем записать само решение в виде Given-Find

$$\text{Given} \dots p_{HY}(Q_R) = \Delta p_{\Sigma}(Q_R) \dots Q_R := \text{Find}(Q_R) \dots = 3.74896 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}, \\ p_R := p_{HY}(Q_R) = 5.11598 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Итак, координаты рабочей точки гидросистемы:

$$p_H = p_R = 5.12 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad Q_{HY} = Q_R = 3.75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Поскольку рабочая точка R лежит на участке BC , то, согласно принципу работы регулируемого насоса с регулятором подачи, рабочая характеристика насоса изменяется и протекает по линии $A''R$ (см. рис. 2.12), параллельной линии AB . С изменением рабочего объёма насоса соответственно изменяется и его теоретическая подача, которая будет равна Q'_T . Для определения Q'_T необходимо провести линию, параллельную линии AA' до пересечения с осью абсцисс.

Это же можно сделать расчётным путём, если вычислить расход для точки A''' пересечения горизонтали, проходящей через точку R , с линией (1) AA' (в этом случае отрезки RA''' и $A''A$ будут равны):

$$Q_{A''} = \frac{(p_{A'} - p_R)(Q_A - Q_{A'}) + p_{A'} Q_{A'}}{p_{A'}}, \quad Q_{A''} = 6.35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q'_T = Q_A - (Q_{A''} - Q_R), \quad Q'_T = 4.90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потребляемую гидроприводом мощность определим по формуле для регулируемого насоса

$$N_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{н}} Q_{\text{т}}}{\eta_{\text{мн}}} = \frac{5,12 \cdot 10^6 \cdot 4,90 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 2,79 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

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 $p(Q)$ то по одной из известных координат легко находится другая.

Опустив вертикаль из точки R , соответствующую подаче насосной установки $Q_{\text{нв}}$, находим точку R_1 пересечения этой вертикали с кривой Δp_{23} и, следовательно, потерю давления на параллельных участках $\Delta p_{23} = \Delta p_2 = \Delta p_3 = p_{R_1}$. Давление в точке R_1 определяется уравнением характеристики $\Delta p_{23}(Q)$ при расходе Q_R :

$$p_{R_1} = \Delta p_{23}(Q_R),$$

$$p_{R_1} = 3,33 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Проведя горизонталь через точку R_1 , соответствующую потерям давления $\Delta p_2 = \Delta p_3$, находим точки пересечения этой прямой с зависимостями $\Delta p_2(Q)$ и $\Delta p_3(Q)$ (соответственно точки R_2 и R_3). Опустив вертикали из точек R_2 и R_3 , находим соответственно расходы.

Эти же расходы, но более точно можно найти, используя систему Mathcad, позволяющую отыскивать значения аргумента по заданному значению функции:

а) задаём начальные приближения $Q_2 = 2 \cdot 10^{-4}$, $Q_3 = 2 \cdot 10^{-4}$;

б) решение $\text{Given } \Delta p_2(Q_2) = p_{R_1}, \quad Q_2 := \text{Find}(Q_2),$

$$Q_2 = 1,5545 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\text{Given } \Delta p_3(Q_3) = p_{R_1}, \quad Q_3 := \text{Find}(Q_3), \quad Q_3 = 2,1945 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$v_i = \frac{\pi D Q_i}{V_{r,i}} \eta_{\text{от}},$$

где $\eta_{\text{от}} = \frac{1}{1 + K_{\text{от}} \Delta p_{r,i}}$.

Тогда, подставив соответствующие значения, получим:

$$v_1 = \frac{\pi D Q_1}{V_{r,1} (1 + K_{\text{от}} \Delta p_{r,1})} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 1,55 \cdot 10^{-4}}{3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 40 \cdot (1 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot 2,99 \cdot 10^6)} = 0,175 \text{ м/с};$$

$$v_2 = \frac{\pi D Q_2}{V_{r,2} (1 + K_{\text{от}} \Delta p_{r,2})} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,19 \cdot 10^{-4}}{3,2 \cdot 10^{-5} \cdot 40 \cdot (1 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot 2,86 \cdot 10^6)} = 0,248 \text{ м/с}.$$

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

$$N_{\text{пол}} = G_1 v_1 + G_2 v_2 = 2,2 \cdot 10^3 \cdot 0,175 + 2,1 \cdot 10^3 \cdot 0,248 = 905,8 \text{ Вт}.$$

Коэффициент полезного действия гидропривода равен

$$\eta_{\text{п}} = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{вт}}} = \frac{905,8}{2790} = 0,325.$$

3 Дополнительные сведения к курсовой работе по гидроприводу

3.1 Построение характеристики насосной установки с предохранительным клапаном

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 принято называть *насосной установкой*. Поэтому характеристика $p_H = f_1(Q)$, используемая в расчете, фактически является *характеристикой насосной установки*.

В 1-м примере выполнения курсовой работы рассматривается построение характеристики объемного насоса с *переливным* клапаном, а во 2-м – регулируемого объемного насоса с *регулятором*; ниже рассматривается построение характеристики объемного насоса с *предохранительным* клапаном.

На рисунке 3.1 представлены схема и характеристика насосной установки с предохранительным клапаном.

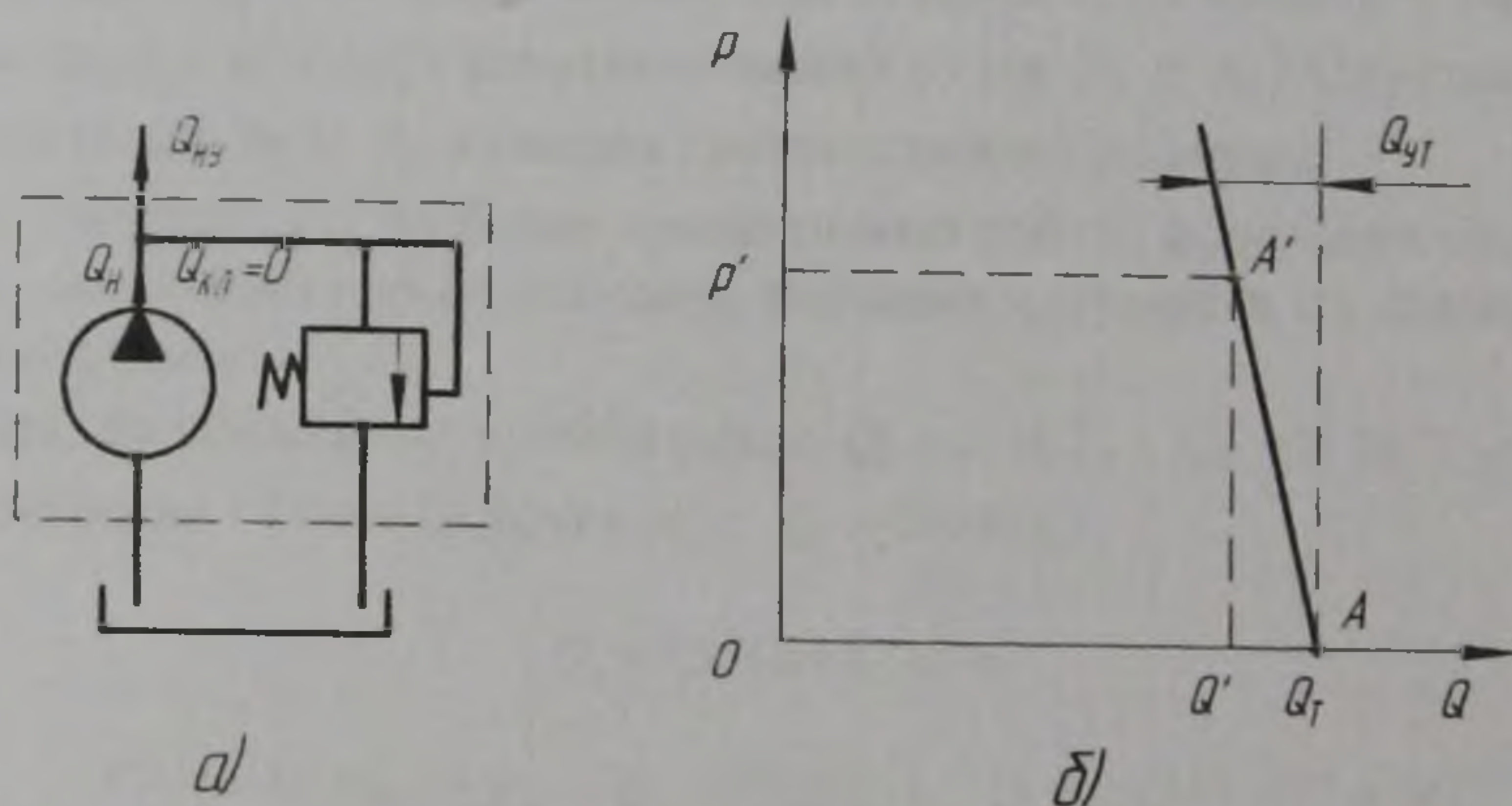


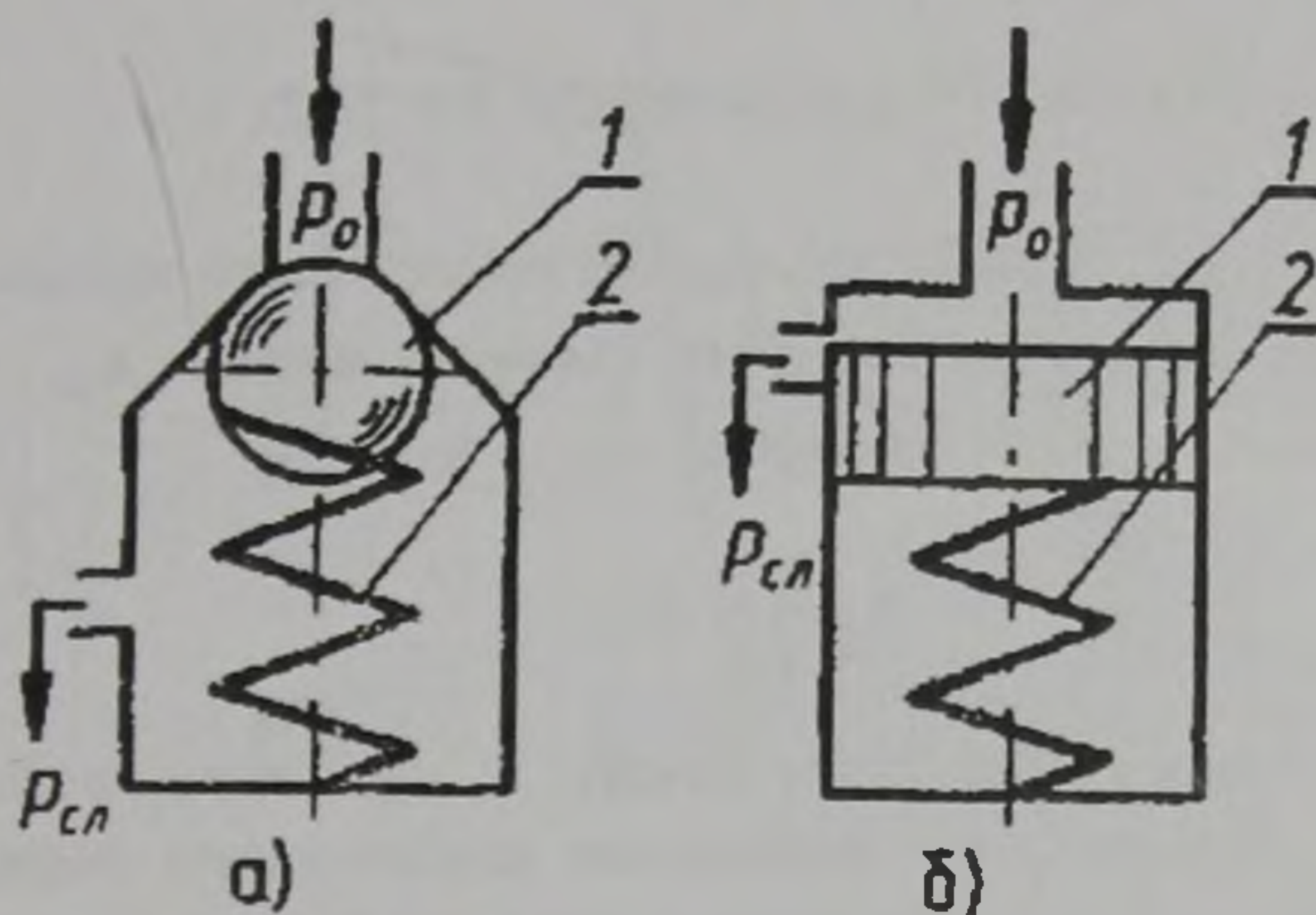
Рисунок 3.1 – Насос с предохранительным клапаном

Предохранительный и переливной клапаны объединяются под общим названием – напорные клапаны. Принцип работы этих клапанов одинаков, но они различаются по конструкции из-за разных задач

стоящих перед ними.

Переливные клапаны работают непрерывно, поддерживая заданное давление. Предохранительные клапаны должны срабатывать в критической ситуации при превышении давления выше предельно допустимого. Поэтому главное требование к ним – надежность срабатывания.

На рисунке 3.2 приведены две конструктивные схемы напорных клапанов



а) – шариковый,

б) – плунжерный

Рисунок 3.2 – Напорные клапаны

Принцип работы обоих клапанов одинаков: если подводимое к ним давление p_o превысит расчетную величину, то запорно-регулирующий элемент 1 сожмет пружину 2 и произойдет "сброс" давления на слив ($p_{сл}$).

Если клапан предохранительный, то он срабатывает только в аварийных ситуациях, а при нормальной работе закрыт, т.е. $Q_{кл} = 0$ и подача насосной установки $Q_{нв} = Q_n$.

Следовательно, характеристика насосной установки совпадает с характеристикой объемного насоса (рис. 3.1 а).

Поскольку эта характеристика практически линейна, ее можно построить по двум точкам (рис. 3.1 б):

а) первая точка – точка А, соответствующая теоретической подаче Q_T насоса, которая определяется по формуле

$$Q_T = V_n n_n, \quad (3.1)$$

где V_n – рабочий объем насоса;

n_n – частота вращения вала насоса;

б) координаты второй точки A' определяются по величине объёмного КПД насоса $\eta_{он}$, заданного при определенном давлении p' ,

$$Q' = Q_t \eta_{он}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{он}$ – объемный КПД 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:

$$\eta_{он} = 1 - K_{он} p. \quad (3.3)$$

Для получения координат точки A' при этом, в формулу (3.3) подставляют произвольно выбранное давление p и определяют при этом давлении $\eta_{он}$, а затем используют его значение для расчета соответствующей величины Q' по формуле (3.2).

3.2 Мощность, потребляемая насосной установкой

Пересечение характеристики трубопровода с характеристикой насосной установки называется *рабочей точкой*. определение графическим построением рабочей точки позволяет прежде всего определить мощность, потребляемую насосом (насосной установкой) $N_{вх}$.

Характеристика насосной установки, состоящей из нерегулируемого насоса и предохранительного клапана, в условиях нормальной работы полностью совпадает с характеристикой насоса (см. раздел 3.1) и поэтому в случае работы насоса без перегрузки рабочая точка гидросистемы будет лежать на этой линии (точка R на рисунке 3.3 а), т. е. всегда подача насосной установки $Q_{ну} = Q_n$.

В общем случае, без учета потерь во всасывающей трубе

$$N_{вх} = \frac{p_n Q_n}{\eta_{он} \eta_{мн}},$$

где $\eta_{он}$ – объемный КПД насоса при $p = p_n$;

$\eta_{мн}$ – механический КПД насоса,

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

$$N_{вх} = \frac{p_n Q_T}{\eta_{мн}}. \quad (3.4)$$

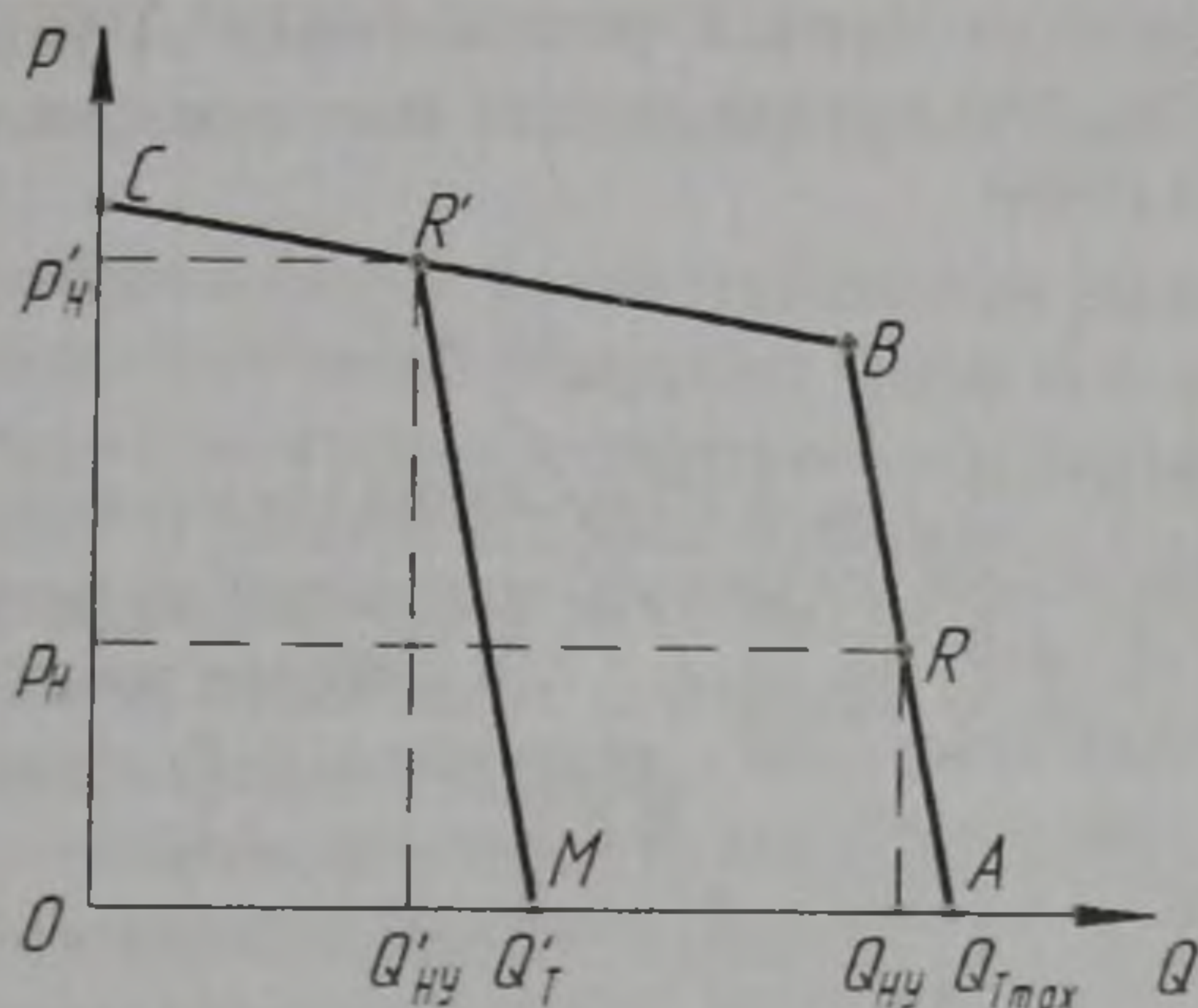
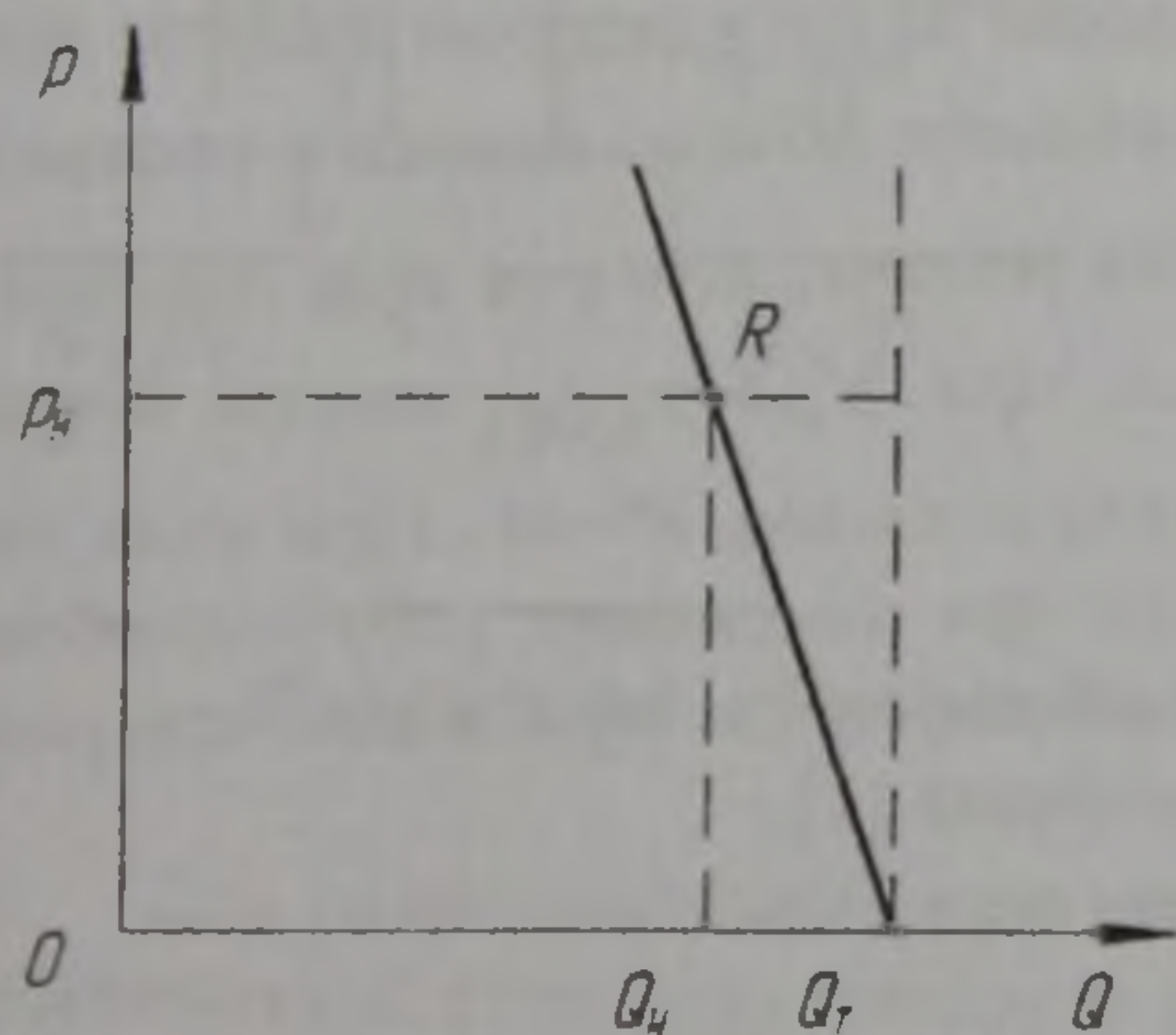
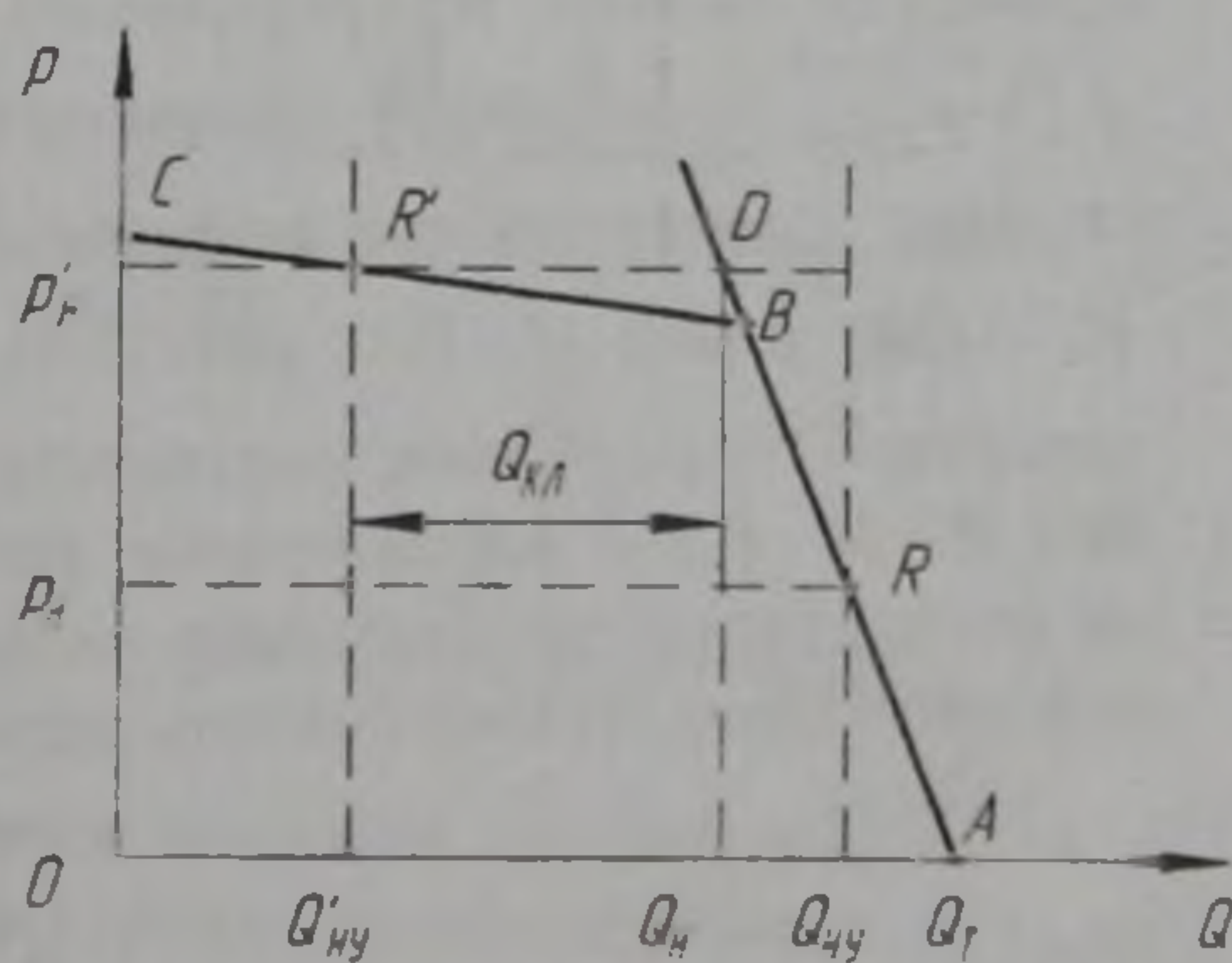


Рисунок 3.4 – Характеристика насосной установки с регулируемым насосом



a)



б)

Рисунок 3.3 – Характеристики насосных установок с нерегулируемым насосом

Для насосной установки, состоящей из нерегулируемого насоса и переливного клапана (см. раздел 2.1), рабочая точка может распола-

гаться либо на участке $A-B$ характеристики насосной установки, либо на участке $B-C$ (см. рис. 3.3 б).

Если рабочая точка R располагается на участке $A-B$, совпадающем с характеристикой насоса, то задача определения потребляемой мощности $N_{вх}$ аналогична рассмотренному выше случаю и при расчете используется формула (3.4).

Если рабочая точка R' располагается на участке $B-C$, то следует иметь в виду, что подача самого насоса соответствует точке D (см. рис. 3.3 б) и равна

$$Q_n = Q'_{ну} + Q_{кл},$$

Очевидно, что $N_{вх}$ в этом случае также определяется по формуле (3.4). Для насосной установки, состоящей из регулируемого насоса и регулятора подачи (см. раздел 2.2), рабочая точка гидросистемы также может располагаться либо на участке $A-B$ характеристики насосной установки, либо на участке $B-C$ (см. рис. 3.4).

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

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

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 $Q'_г$ (см. рис. 3.4), 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].

Тогда

$$N_{вх} = \frac{p'_n Q'_{ну}}{\eta'_{он} \eta_{мн}} = \frac{p'_n Q'_г}{\eta_{мн}},$$

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

3.3 Гидроцилиндр с односторонним штоком

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 ($\Delta p_{гд}$) идут на совершение полезной работы – перемещение выходного звена, преодолевающего внешнюю нагрузку.

Самыми распространенными гидродвигателями являются *гидромотор*, в котором выходное звено совершает вращательное движение, и *гидроцилиндр* – гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. В разделе 2.2 рассматривается расчёт параметров гидромотора, а в разделе 2.1 – гидроцилиндра, включенного по схеме на рисунке 3.5 а; ниже даны некоторые особенности расчёта гидроцилиндра с односторонним штоком.

Самым распространенным типом гидроцилиндра является гидроцилиндр с односторонним штоком, два варианта схемы включения которого представлены на рисунке 3.5.

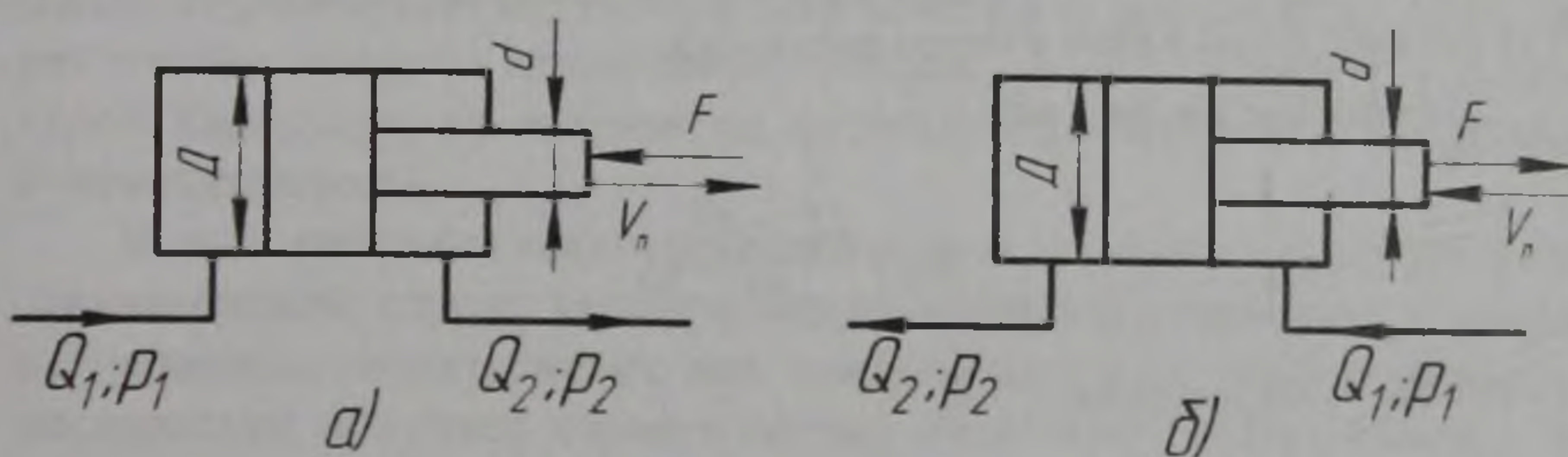


Рисунок 3.5 – Гидроцилиндр с односторонним штоком

Для гидроцилиндра, включенного по схеме на рисунке А.5 а, с достаточной степенью точности при расчете потери давления, идущей на совершение полезной работы, можно использовать формулу (2.14)

$$\Delta p_u = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{мп}}, \quad (3.5)$$

где D – диаметр гидроцилиндра, м;

$\eta_{мц}$ — механический КПД гидроцилиндра.

Скорость поршня вычисляется по формуле

$$v_n = \frac{4Q_1 \eta_{оц}}{\pi D^2}.$$

Для схемы на рисунке 3.5 б

$$\Delta p_u = \frac{4F}{\pi (D^2 - d^2) \eta_{мц}}, \quad (3.6)$$

$$v_n = \frac{4Q_1 \eta_{оц}}{\pi (D^2 - d^2)}.$$

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

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 рисунке 3.5 а

$$Q_2 = \frac{D^2 - d^2}{D^2} Q_1,$$

а для схемы на рисунке 3.5 б

$$Q_2 = \frac{Q_1 D^2}{D^2 - d^2}.$$

В гидроцилиндрах с двухсторонним штоком, когда эффективные площади с обеих сторон поршня равны, расходы на входе Q_1 и выходе Q_2 гидроцилиндра одинаковы. Потери давления ($\Delta p_{гд}$) в гидродвигателе не зависят от расхода Q , в него поступающего, а определяются только внешней нагрузкой на его выходном звене и его конструктивными параметрами.

Заключение

На современном этапе развития техники и технологий невозможна эффективная эксплуатация и высококачественное проектирование объемных гидроприводов без применения ЭВМ. Предложена программа расчета Mathcad, которая позволяет определить мощность и КПД гидропривода, а также скорость движения выходного звена и построить суммарную характеристику насосной установки и силовая установка рассматриваются в едином комплексе.

Практическое значение данной курсовой работы заключается в том, что гидравлика представляет основу для инженерных расчётов во многих областях техники, в том числе и машиностроение.

Одной из целей при преподавании дисциплины ГиГТШ для студентов специальности 5В071200 – Машиностроение является подготовка их для проектно-конструкторской, исследовательской и производственной деятельности в области создания, совершенствования и эксплуатации машин, оснащенных гидравлическим и пневматическим приводом; научить будущего специалиста творческому мышлению, дать практические знания об общих принципах построения машин, механизмов деталей и их проектирования.

При выполнении предлагаемой курсовой работы студент сталкивается с элементами научного анализа, которая формирует у него теоретические знания и практические навыки, умение работать с литературой, анализировать источники, формировать обстоятельные и обоснованные выводы.

В этой работе студент самостоятельно заменяет заданную схему эквивалентной, строит характеристику насосной установки, составляет уравнения характеристик для каждого простого трубопровода и в последствии получает характеристику сложного трубопровода с насосной подачей. Самостоятельно находит оптимальный режим работы объемного гидропривода.

Литература

- 1 Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы : – М., Машиностроение, 2012. – 423 с.
- 2 Бурдун Г. Д. Справочник по международной системе единиц : стандарты. – М., 2007. – 216 с.
- 3 Земенков Ю. Д. и др. Гидравлика и гидромашины : учебное пособие. – Тюмень : «Вектор-Бук», 2009. – 400 с.
- 4 Земцов В. М. Гидравлика : учебник для вузов. – М. : АСВ, 2007. – 352 с.
- 5 Кудинов В. А., Карташов Э. М. Гидравлика : учебник для вузов. – М. : Высш.шк., 2007. – 199 с.
- 6 Лапшев Н. Н. Гидравлика и гидромашины : учебник для вузов. – М. : «Академия», 2007. – 272 с.
- 7 Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Фатеев И. В. Расчет сложных трубопроводов с насосной подачей : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы» / под ред. Ю. А. Беленкова. – М. : МАМИ, 2007. – 48 с.
- 8 Некрасов Б. Б., Беленков Ю. А. Насосы, гидроприводы и гидропередачи : учебник для вузов. – М. : МАМИ, 2008. – 126 с.
- 9 Потемина Т. П. Гидравлика : учебно-методический комплекс. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2004. – 136 с.
- 10 Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцева, С. П. Стесин. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учебное пособие для студентов вузов. – 2-е изд. – М. : Академия, 2006. – 336 с.
- 11 Ухин Б. В., Гусев А. А. Гидравлика : учебник для вузов. – М. : Инфра-М, 2008. – 432 с.
- 12 Штеренлихт Д. В. Гидравлика и приводы : учебник для вузов. – М. : КолосС, 2007. – 656 с.

Приложение А

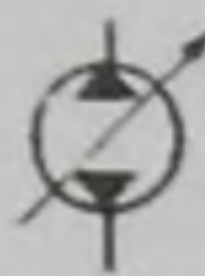
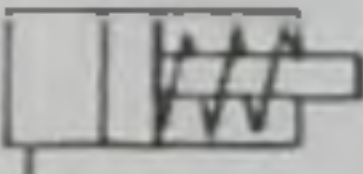
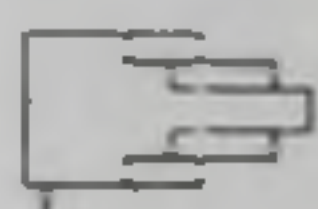
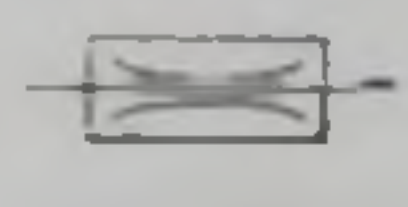
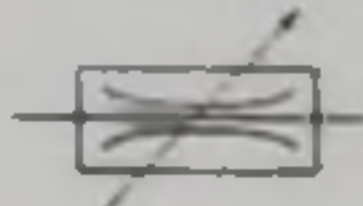
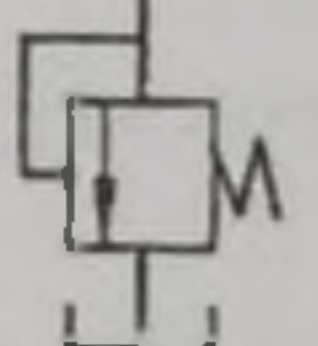
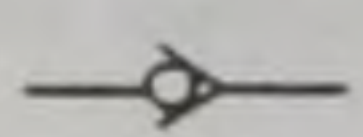
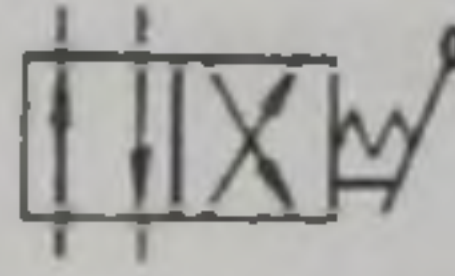
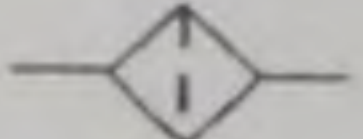
(справочное)

Обозначения используемых величин

- n_n — частота вращения вала насоса;
 v_n — скорость движения поршня гидроцилиндра;
 V_n — рабочий объем насоса;
 V_r — рабочий объем гидромотора;
 $Q_{кл}$ — расход через переливной клапан;
 $Q_{ну}$ — подача насосной установки;
 Q_t — теоретическая подача насоса;
 $K_{он}$ — коэффициент объемных потерь в насосе;
 $K_{ог}$ — коэффициент объемных потерь в гидромоторе;
 K_k — коэффициент характеристики переливного клапана;
 K_p — коэффициент характеристики регулятора насоса;
 $N_{вх}$ — мощность, потребляемая насосом (насосной установкой);
 $N_{вых}$ — мощность на выходном звене гидропривода;
 $\eta_{гп}$ — КПД гидропривода;
 $\eta_{мн}$ — механический КПД насоса;
 $\eta_{мг}$ — механический КПД гидромотора;
 $\eta_{мц}$ — механический КПД цилиндра;
 $\eta_{ог}$ — объемный КПД гидромотора;
 $\eta_{он}$ — объёмный КПД насоса;
 $\eta_{оц}$ — объёмный КПД гидроцилиндра;
 F — сила на штоке;
 v — скорость;
 l — фактическая длина трубопровода;
 d — диаметр проходного сечения трубопровода;
 $S_{др}$ — площадь проходного сечения регулируемого дросселя;
 λ — коэффициент потерь на трение по длине;
 $l_{эф}$ — длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в фильтре;
 $l_{эр}$ — длина трубопровода, потери в котором эквивалентны потерям в распределителе;
 $\mu_{др}$ — коэффициент расхода гидродросселя;
 ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости;
 ρ — плотность рабочей жидкости.

Приложение Б (справочное)

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
	обратный гидроклапан
	гидрораспределитель двухпозиционный, четырех линейный, с ручным управлением
	фильтр

Содержание

	Введение	3
1	Варианты заданий	5
1.1	Гидропривод главного движения токарного станка	5
1.2	Гидропривод стола фрезерного станка	6
1.3	Гидропривод прессы	7
1.4	Гидропривод ведущих колес прицепа	8
1.5	Гидропривод оборудования экскаватора	9
1.6	Гидропривод автоподъемника	10
2	Примеры выполнения курсовой работы	11
2.1	Расчет гидропривода строгального станка	11
2.1.1	Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидропривода	11
2.1.2	Построение характеристик насосной установки	13
2.1.3	Расчёт характеристики простого трубопровода, содержащего гидроцилиндр	15
2.1.4	Расчёт основных параметров гидропривода	20
2.2	Гидропривод подъемного механизма	21
2.2.1	Исходные данные и выбор эквивалентной схемы гидропривода	21
2.2.2	Построение характеристики объёмного насоса с регулятором подачи	23
2.2.3	Составление уравнений характеристик простых трубопроводов	28
2.2.4	Расчёт характеристик сложного трубопровода с разветвлённым участком и двумя гидромоторами	31
2.2.5	Расчёт основных параметров гидропривода	37
3	Дополнительные сведения к курсовой работе по гидроприводу	40
3.1	Построение характеристики насосной установки с предохранительным клапаном	40
3.2	Мощность, потребляемая насосной установкой	42
3.3	Гидроцилиндр с односторонним штоком	45
	Заключение	47
	Литература	48
	Приложение А. Обозначения используемых величин	49
	Приложение Б. Обозначение элементов гидроприводов по ЕСКД	50

В. В. Рындин, Г. Е. Ибрагимова

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Учебно-методическое пособие

Технический редактор З. Ж. Шокубаева
Ответственный секретарь Е. В. Самокиш

Подписано в печать 30.04.2015г.

Гарнитура Times.

Формат 29,7 х 42 ¼. Бумага офсетная.

Усл.печ. л. 1,35 Тираж 300 экз.

Заказ № 2568

Издательство «КЕРЕКУ»

Павлодарского государственного университета

им. С.Торайгырова

140008, г. Павлодар, ул. Ломова, 64

Утверждаю

Проректор по АР

ПГУ им. С. Торайгырова

2015 г.

Авторы: Рындин В. В., Ибрагимова Г. Е.

Кафедра «Механика и нефтегазового дела»

Гидравлика и гидропневмопривод

Учебно-методическое пособие к курсовой работе

Утверждено на заседании кафедры 14 апреля 2015 г.

Протокол № 11

Заведующий кафедрой

А. Х. Мустафин

Одобрено учебно-методическим советом ФММиТ 17.04 2015 г.

Протокол № 7

Председатель УМС

М. Ж. Тусупбекова

Одобрено учебно-методическим советом Павлодарского государственного университета им. С. Торайгырова 25.04 2015 г.

Протокол № 9

СОГЛАСОВАНО

Декан ФММиТ Т. Т. Токтаганов 2015 г.

Нормоконтролер

ОМК

Г. С. Баяхметова 29.04 2015 г.

ОДОБРЕНО

Начальник УМО А. Б. Темиргалиева 23.04 2015 г.