

Министерство образования и науки Республики Казахстан

ВОСТОЧНО-КАЗАХСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
им.Д.Серикбаева

## **ТИПОВОЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА**

Методические указания к выполнению курсового проекта

Усть-Каменогорск  
2010

## ВВЕДЕНИЕ

Широкое применение гидравлического привода является одним из наиболее эффективных путей повышения производительности строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин. В настоящее время около 80% строительных и дорожных машин оснащено гидроприводом .

В последние годы было создано и освоено производство свыше 100 типоразмеров новых, технически более совершенных машин с объемным гидроприводом. А в настоящее время осваивается серийное производство еще 80 типоразмеров новых машин, что значительно увеличит процент гидрофицированных строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин.

Учебными планами для студентов ряда специальностей предусматривается изучение комплексного курса «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», являющегося фундаментальным при подготовке инженеромехаников большинства отраслей машиностроения. Будущий инженер-механик должен научиться:

- читать гидравлические схемы и конструировать новые гидросистемы, переходя от простых к сложным;
- пользоваться справочной литературой и каталогами гидравлического оборудования;
- производить обоснованный выбор серийного силового оборудования (насосы и гидродвигатели ), гидроаппаратуры управления и вспомогательных устройств;
- практическим навыкам расчета объемного гидропривода с целью подготовки к дипломному проектированию и последующей инженерной деятельности.

## 1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ЗАДАНИЕ

Расчет гидропривода выполняют в два этапа: предварительный расчет и поверочный расчет.

Целью предварительного расчета является определение усилий на выходных звеньях гидродвигателей на основе силового расчета автокрана и основных параметров гидропривода (потребляемой мощности, номинального давления и расхода) для обоснованного выбора типового гидрооборудования.

Поверочным расчетом уточняют выходные параметры гидродвигателей и соответствие выбранного гидрооборудования с учетом эксплуатации гидропривода с максимальными нагрузками и скоростями.

Задание на курсовую работу по дисциплине «Гидравлика и гидропривод».

1 На основании нижеприведенных исходных данных (таблица 1) произвести расчет двух механизмов с гидравлическим приводом - механизма продольного перемещения с гидроцилиндром и механизма вращения с гидромотором

Таблица 1 - Исходные данные для расчета

Давление в гидросистеме, МПа	Механизм продольного перемещения (гидроцилиндр)		Температура окружающего воздуха, °С	Механизм вращения (гидромотор)	
	Усилие на штоке, кН	Скорость движения штока, м/с		Крутящий момент на рабочем органе, кН·м	Частота вращения рабочего органа, об/мин
28	86	0,36	+32	28	7
25	107	0,41	+23	34	4
20	122	0,38	+37	32	5
16	138	0,26	+28	27	8
20	95	0,31	+30	30	6
25	119	0,37	+25	35	3
28	102	0,27	+20	14	12
25	116	0,32	+35	16	11
20	126	0,4	+40	18	10
16	109	0,17	+33	20	9

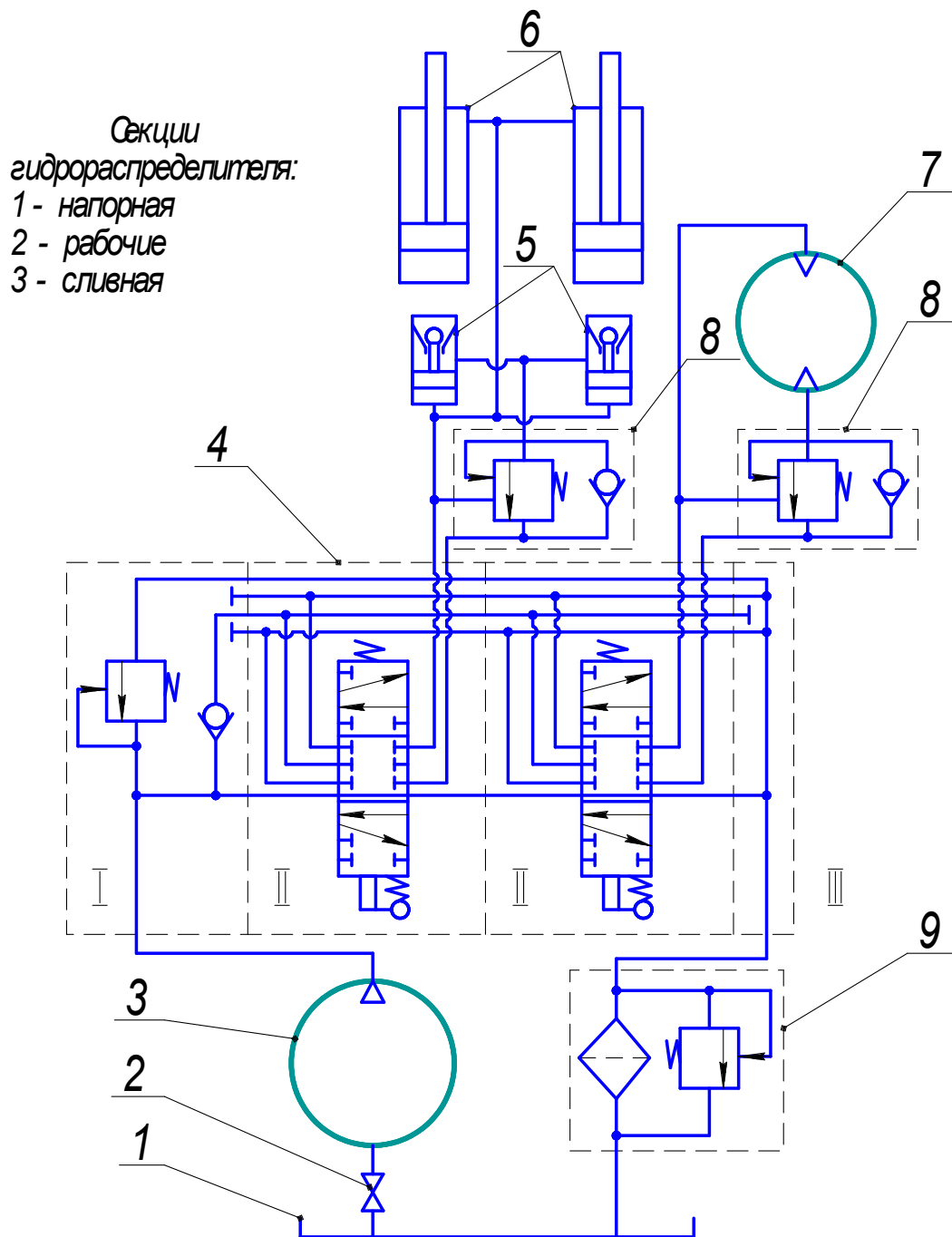
2 На основании результатов расчета выбрать механизмы станков, к которым можно применить данный привод и вычертить гидравлическую схему привода двух рассчитанных механизмов.

3 Оформить и защитить курсовую работу.

Курсовая работа состоит из пояснительной записки, выполненной на

одной стороне листов формата А4 и имеющей титульный лист. Пояснительная записка может быть набрана на компьютере, напечатана на пишущей машинке или написана от руки. Оформление пояснительной записки по ГОСТ 2.105-95.

На рисунке 1 для примера представлена упрощенная гидросхема с механизмами вращения и поступательного перемещения.



- 1 - масляный бак, 2 - вентилятор, 3 - нерегулируемый насос,  
 4 - секционный распределитель, 5 - гидрозамки разгрузные,  
 6 - гидроцилиндры стрелы, 7 - реверсивный нерегулируемый гидромотор  
 8 - клапаны тормозные, 9 - фильтр с предохранительным клапаном.

Рисунок 1 - Упрощенная гидросхема

## 2 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ

### 2.1 Выбор типа и марки насоса

Ни один из основных параметров гидропривода не может так полно характеризовать энергетические возможности передачи, ее соответствие параметрам всей машины, как потребляемая мощность насоса (N)-

Полезную мощность на выходных звеньях гидродвигателей определяют по формулам:

$$\text{На штоках цилиндров } N_n = \frac{V_u \cdot T}{10^3} = 0,06 \cdot 423,6 = 25,4 \text{ кВт}$$

$$\text{На валу гидромотора } N_n = \frac{M_M \cdot \omega_M}{10^3}, \text{ кВт, где } \omega_M = \frac{\pi \cdot P_M}{30}$$

Потребляемую насосом мощность находят по формуле /2,3/:

$$N = K_C \cdot K_v \cdot N_n = 1,1 \cdot 1,15 \cdot 25,4 = 32,1 \text{ кВт} \quad (8)$$

где  $K_C = 1,1 \dots 1,3$  - коэффициент запаса по скорости, учитывающий возможные утечки в гидросистеме;

$K_v = 1,1 \dots 1,2$  - коэффициент запаса по усилию (крутящему моменту), учитывающий возможные потери давления в гидросистеме.

По потребляемой мощности и номинальному рабочему давлению в гидросистеме определяется расчетный расход насоса:

$$Q = \frac{61,2 \cdot N}{P_n} = \frac{61,2 \cdot 32,1}{16} = 122,8 \text{ л/мин}$$

где  $P_n = 16 \text{ МПа}$  - номинальное давление в гидросистеме.

По номинальному давлению и расчетному расходу выбирается тип и марка насоса:

210.25.12.20.A - нерегулируемый аксиально-поршневой насос с диаметром поршней 25 мм и шпоночным валом.

Техническая характеристика

- рабочий объем -  $q_k = 107 \text{ см}^3/\text{об}$ ;
- номинальное давление -  $P_n = 16 \text{ МПа}$ ;
- номинальная частота вращения —  $n_n = 1200 \text{ об/мин}$ ;
- КПД: объемный  $\eta_{он} = 0,97$ ; полный  $\eta_n = 0,917$ ;

Определяем действительную производительность насоса;

$$Q_n = q_n \cdot P_n \cdot \eta_{он} = 107 \cdot 10^3 \cdot 1200 \cdot 0,97 = 123,9 \text{ л/мин} \quad (10)$$

Вычисляем относительную погрешность расхода:

$$\delta Q = \frac{Q_n - Q_p}{Q_n} = \frac{123,9 - 122,8}{123,8} = 0,8 < 10\%$$

Для обеспечения номинальных чисел оборотов вала насоса рассчитывают одноступенчатый редуктор отбора мощности с передаточным отношением равным:

$$i_p = \frac{P_{дв}}{P_n} = \frac{2100}{1200} = 1,75$$

## 2.2 Выбор гидроцилиндра

Для двух цилиндров усилие на штоках будет равно:

$$T_{ц} = 0,5 \cdot T = 0,5 \cdot 423,6 = 211,8 \text{ кН} \quad (13)$$

Перепад давления на поршне гидроцилиндра:

$$\Delta p_{ц} = p_n - \Delta p = p_n - 0,15p_n = 0,85p_n = 0,85 \cdot 16 = 13,6 \text{ МПа}, \quad (14)$$

где  $\Delta p = (0,1 \dots 0,15)P_n$  - потери давления в гидросистеме /1/.

Ориентировочный диаметр поршня (цилиндра):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot T_{ц}}{\pi \cdot \Delta p_{ц}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21180}{3,14 \cdot 13,6 \cdot 10^6}} = 0,14 \text{ м}.$$

Выбираем по ОСТ 22-1417-79 два гидроцилиндра. Для автомобильных кранов разработаны специальные гидроцилиндры, которые отличаются от нормализованных большим значением

диаметра штока (d), способом крепления на машине и подводом рабочей жидкости/1/.

Условное обозначение гидроцилиндров 1...6.1.У.-140x125x1400 с параметрами:  $P_n = 16 \text{ МПа}$ ;  $D = 140 \text{ мм}$ ;  $d = 125 \text{ мм}$ ;  $S = 1400 \text{ мм}$ ; КПД: объемный -  $\eta_{оц} = 1$ ; гидромеханический —  $\eta_{мц} = 0,95$  /1/.

Ход штока (S) определяется конструктивно в соответствии с кинематической схемой машины (см. рисунок 1).

## 2.3 Выбор гидромотора

Гидромотор предназначен для создания крутящего момента ( $M_m$ ) и сообщения ведомому валу непрерывного вращения. Гидромоторы условно делятся на два типа:

- низкомоментные, если отношение крутящего момента ( $M_m$ ) к числу оборотов ( $\Pi_m$ ) вала мотора меньше 1;
- высокомоментные, если  $M_m / \Pi_m > 1$ .

Для сравнительной оценки различных типов гидромоторов в приводах исполнительных механизмов машин Ю.Ф.Пономаренко /1/ разработал два критерия:

$K_G = \frac{G}{N} \left( \frac{\text{кГ}}{\text{кВТм}} \right)$  - удельный показатель массы, отнесенный к единице передаваемой мощности;

$K_N = \frac{N}{q_m} \left( \frac{\text{кВт}}{\text{дм}^3} \right)$  - удельный показатель энергоемкости, отношение мощности к рабочему объему.

Чем меньше значение  $K_G$ , тем лучше гидромотор и наоборот, чем больше  $K_N$ , тем лучше гидромотор.

А.Я.Рогов и Л.С.Фейфец /1/ предложили еще один критерий — критерий эффективности ( $K_{эф}$ ), учитывающий геометрические ( $D$ - наружный диаметр,  $L$  - длина ), силовые ( $M_{ном}$  - номинальный крутящий момент ) характеристики гидромотора, его вес ( $G$ ) и моторесурс ( $H$ ):

$$K_{эф} = \frac{M_{ном} \cdot H^{0,3}}{G \cdot \sqrt{D \cdot L}}$$

Целесообразность применения в приводах вращательного движения низкомоментных и высокомоментных гидромоторов определяется в каждом конкретном случае, исходя из требований к приводу машины.

Выберем низкомоментный гидромотор типа: 210.25.13.20.А - нерегулируемый аксиально-поршневой с диаметром поршней 25 мм и шпоночным валом.

Техническая характеристика:

- рабочий объем -  $q_M = 107 \text{ см}^3/\text{об}$ ;
- номинальное давление -  $P_H = 16 \text{ Мпа}$ ;
- номинальная частота вращения -  $n_H = 1200 \text{ об/мин}$ ;
- номинальный расход -  $Q_M = 133,1 \text{ л/мин}$ ;
- крутящий момент —  $M_M = 259 \text{ Н'м}$ ;
- эффективная мощность гидромотора -  $N_M = 30,9 \text{ кВт}$ ;
- КПД: объемный -  $\eta_{ом} = 0,97$ ; гидромеханический -  $\eta_{гм} = 0,95$ ;
- полный -  $\eta_M = 0,922$ ; вес -  $G_M = 52 \text{ кгс}$ .

Определяем число оборотов гидромотора :

$$n_M = \frac{Q_H \cdot \eta_{ом}}{q_M} = \frac{123,9 \cdot 10^3 \cdot 0,97}{107} = 1130 \text{ об / мин} \quad (17)$$

Крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_M = \frac{q_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{гм}}{2 \cdot \pi} = \frac{107 \cdot 10^{-6} \cdot 14,4 \cdot 10^6 \cdot 0,95}{2 \cdot 3,14} = 235 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (18)$$

где  $\Delta p_M = 0,9 \cdot P_H = 0,9 \cdot 16 = 14,4 \text{ Мпа}$  - перепад давления /1/.

Из сравнения выходных параметров барабана и гидромотора следует, что между ними необходимо установить редуктор.

Вычисляем передаточное отношение по числам оборотов:

$$i_M = \frac{n_M}{n_б} = \frac{1130}{25,5} = 44,3; \quad (19)$$

Передаточное отношение по крутящим моментам:

$$i_M = \frac{M_M}{M_б} = \frac{10000}{235} = 42,3. \quad (20)$$

Выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор РЦД-400 с параметрами: передаточное отношение -  $I_p = 41,09$ ; мощность -  $N = 40 \text{ кВт}$ ; КПД -  $\eta_p = 0,93$ ; вес -  $G_p = 430 \text{ кгс}$ .

Определяем КПД привода гидромотор-редуктор:

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_p = 0,922 \cdot 0,93 = 0,857 \quad (21)$$

Удельный показатель массы:

$$K_G = \frac{G_M + G_p}{N_M} = \frac{52 + 430}{30,9} = 15,6 \frac{\text{кгс}}{\text{кВт}} = 156 \frac{\text{Н}}{\text{кВт}} \quad (22)$$

Удельный показатель энергоемкости:

$$K_G = 0,127 \text{ кВт/дм}^3$$

Коэффициент эффективности —  $K_{\phi} = 0,515 \text{ 161}$ .

## 2.4 Выбор гидроаппаратуры

В качестве гидроаппаратуры управления потоком жидкости в гидроприводах СД и ПТМ применяют гидрораспределители, дроссели с обратными клапанами, обратные клапаны, гидрозамки, тормозные клапаны, предохранительные клапаны и др.

### Выбор гидрораспределителя

Тип и марку распределителя выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей.

Выбираем секционный распределитель типа Р-25.16-20-01-02-30 с условным проходом 25 мм, номинальным давлением 16 Мпа, с напорной, двумя рабочими и сливной секциями (см. рисунок 2).

### Техническая характеристика

- условный проход -  $D_y = 25$  мм;
- номинальный расход масла -  $Q_H = 160$  л/мин;
- максимальный расход масла -  $Q_{\max} = 200$  л/мин;
- номинальное давление –  $P_H = 16$  Мпа;
- внутренние утечки -  $\Delta Q_p = 85$  см<sup>3</sup>/мин;
- потери давления: при номинальном расходе -  $\Delta P_p = 0,7$  Мпа;  
при максимальном расходе -  $\Delta P_p = 1,0$  Мпа.

### Выбор тормозных клапанов и гидрозамков

При проектировании объемных гидроприводов, регулирующая гидроаппаратура обычно не рассчитывается, а выбирается по номинальному давлению, расходу жидкости и условному проходу.

Выбираем специальный тормозной клапан модели У4610.33А, предназначенный для гидроприводов автомобильных и самоходных кранов /1/.

### Техническая характеристика

- условный проход -  $D_y = 20$  мм;



- номинальное давление –  $P_H = 16$  МПа;
- максимальное -  $P_H = 20$  МПа;
- потери давления при срабатывании обратного клапана -  $\Delta P_{OK} \Rightarrow 0,05$  МПа;
- вес –  $G = 12$  кг.

Выбираем специальные гидрозамки модели У4610.36А.

#### Техническая характеристика

- условный проход -  $D_y = 20$  мм;
- номинальный расход -  $Q_H = 100$  л/мин;
- номинальное давление –  $P_H = 16$  МПа;
- максимальное –  $P_H = 21$  МПа;
- потери давления –  $\Delta P_{ГЗ} = 0,4$  МПа;
- вес —  $G = 7$  кг.

### 2.5 Выбор трубопроводов (гидролинии)

Внутренний диаметр трубопровода рассчитывают на основе подачи насоса ( $Q_H$ ) и рекомендованных значений скорости ( $V$ ) рабочей жидкости, выбираемые в зависимости от назначения трубопровода и номинального давления в гидросистеме. Ниже приведены выработанные практикой рекомендации по ее выбору /1/:

- для всасывающего трубопровода -  $V_B = 0,8... 1,4$  м/с;
- для сливного трубопровода -  $V_C = 1,4.. 2$  м/с;
- для напорного с учетом давления в гидросистеме:

Давление в гидросистеме, МПа	16
Скорость жидкости, м/с	3,5

Меньшие значения скорости применяются для машин северного исполнения, большие - для машин обычного исполнения.

Внутренний диаметр трубопровода рассчитывают по формуле:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_H}{V}}, \text{ мм} \quad (32)$$

Определяем диаметр всасывающего трубопровода:

$$d_B = 4,6 \sqrt{\frac{123,9}{1,2}} = 47,5 \text{ мм} \quad (33)$$

Выбираем стальную электросварную трубу по ГОСТ 10704- 86 с наружным диаметром  $d_H = 50$  мм и толщиной стенки  $S = 1,4$  мм, тогда  $d_{BH} = 47,2$  мм.

Определяем диаметр сливного трубопровода:

$$d_H = 4,6 \sqrt{\frac{123,9}{2}} = 36,5 \text{ мм} \quad (34)$$

Выбираем стальную электросварную трубу по ГОСТ 10704- 86 с наружным

диаметром  $d_H = 40$  мм и толщиной стенки  $S = 1,5$  мм, тогда  $d_{BH} = 37$  мм.

Определяем диаметр напорного трубопровода:

$$d_H = 4,6 \sqrt{\frac{123,9}{3,5}} = 27,4 \text{ мм} \quad (35)$$

Выбираем стальную бесшовную трубу по ГОСТ 8732 — 88 с наружным диаметром  $d_H = 42$  мм, толщиной стенки  $S = 7$  мм и внутренним диаметром  $d_{BH} = 28$  мм.

## 2.6 Выбор вспомогательных устройств

К вспомогательным устройствам относятся фильтры, теплообменники, масляные баки и т.п.

В гидросистемах СД и ПТМ применяют в основном линейные фильтры с бумажным или сетчатым фильтроэлементом, обеспечивающим тонкость фильтрации 25 и 40 мкм.

Выбираем линейный фильтр 1.1.50-25: одинарный с бумажными фильтроэлементами с условным проходом 50 мм и тонкостью фильтрации 25 мкм.

Техническая характеристика

- условный проход -  $D_y = 50$  мм;
- номинальный расход -  $Q_H = 250$  л/мин;
- номинальное давление -  $P_H = 0,63$  Мпа;
- максимальное -  $\Delta P_\phi = 0,25$  Мпа;
- тонкость фильтрации - 25 мкм;
- ресурс фильтроэлемента - 300 час;
- вес -  $G = 18,2$  кг.

## 3 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

### 3.1 Расчет потерь давления в гидросистеме

При проектировании гидрофицированных машин необходимо знать потери давления движущейся жидкости для определения фактических выходных параметров гидродвигателей (усилий и скоростей движения), для вычисления полного КПД гидропривода, для теплового расчета гидросистемы и обоснованного выбора емкости масляного бака и теплообменника.

Общие потери давления в гидросистеме определяются как сумма потерь давления на преодоление двух видов гидравлических сопротивлений (на трение по длине –  $\Delta P_l$  и местные -  $\Delta P_\xi$  ) и потерь давления в гидрооборудовании (распределителе, обратном клапане тормозного клапана, двух гидрозамках и фильтре), значения которых приведены в технических характеристиках.

Общие потери давления для гидроцилиндров подъема стрелы определяются из следующих выражений:

$$\text{напорная линия} - \Delta p_n = \Delta p_{пн} + \Delta p_{сн} + \Delta p_p + \Delta p_{ок} + 2\Delta p_{гз}, \quad (36)$$

$$\text{сливная линия} - \Delta p_t = \Delta p_{ис} + \Delta p_{сс} + \Delta p_{ф}. \quad (37)$$

#### Гидравлический расчет гидролинии

Потери давления определяются отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при температуре масла МГ- 30,  $t = 50^\circ\text{C}$  и давлении  $P=15$  Мпа ( $\rho = 870$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 40 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с ).

Ввиду малой длины и большого диаметра всасывающей гидролинии потерями давления в ней можно пренебречь.

Конструктивно принимаем дополнительные данные: длины нагнетательной и сливной гидролинии  $\ell_H = \ell_C = 10$  м; коэффициенты местных сопротивлений:

- резкое сужение в наконечниках (количество) -  $\xi_C = 0,20 / 8/;$
- резкое расширение в наконечниках (количество)-  $\xi_p = 0,16/8/;$
- вход в гидроцилиндры и фильтр (количество) -  $\xi_{вх} = 0,8 / 3/;$
- поворотные соединения (количество) -  $\xi_{п} = 2 / 21/;$
- колена с плавным поворотом на  $90^\circ$  -  $\xi_k = 0,15 / 141/.$

Потери давления на трение по длине гидролинии определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_l = \gamma \cdot \lambda \cdot \frac{1 \cdot v^3}{d \cdot 2g} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (38)$$

Гидравлический коэффициент трения ( $\lambda$ ) вычисляют по формулам в зависимости от числа Рейнольдса ( $Re$ ):

$$\text{при ламинарном режиме} - Re = \frac{v \cdot d}{\nu} < Re = 2320; \lambda_{л} = \frac{64}{Re};$$

$$\text{при турбулентном} - Re > Re_{кр} = 2320; \lambda_{т} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях определяют по формуле Вейсбаха :

$$\Delta p_{\zeta} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \quad (39)$$

Вычисляем действительные скорости движения масла в напорной и сливной гидролиниях:

$$\text{напорная гидролиния} - v_H = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_H^2} = \frac{4 \cdot 123,9 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 3,35 \text{ м/с} , \quad (40)$$

$$\text{сливная гидролиния} - v_c = \frac{4 \cdot Q_H}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{4 \cdot 123,9 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,037^2} = 1,9 \text{ м/с}. \quad (41)$$

Определяем числа Рейнольдса в гидролиниях:

$$Re_H = \frac{3,35 \cdot 0,028}{4 \cdot 10^{-5}} = 2345 > 2320 - \text{турбулентный режим},$$

$$Re_c = \frac{1,9 \cdot 0,037}{4 \cdot 10^{-5}} = 1760 < 2320 - \text{ламинарный режим}.$$

Определяем гидравлический коэффициент трения:

$$\lambda_H = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2345}} = 0,045; \quad \lambda_c = \frac{64}{1760} = 0,036.$$

Определяем потери давления в напорной гидролинии:

$$\begin{aligned} \Delta p_H = \Delta p_H + \Delta p_{\zeta} = (\lambda_H \frac{1_H}{d_H} + 4\zeta_c + 2\zeta_{ec} + \zeta_n + 2\zeta_{\kappa}) \frac{\rho v^2}{2} = (0,45 \cdot \frac{10}{0,028} + 4 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,16 + \\ + 2 \cdot 0,8 + 2 + 2 \cdot 0,15) \cdot \frac{870 \cdot 3,35^2}{2} = 0,105 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (42)$$

Определяем потери давления в сливной гидролинии, состоящей из двух участков: от гидроцилиндров до распределителя с  $d_H = 0,028$  м и от распределителя до масляного бака с  $d_c = 0,037$  м:

$$\begin{aligned} \Delta P_{fc} = \frac{\rho}{2} [(\lambda_H \frac{1_H}{2d_H} + 2\zeta_c + 2\zeta_p) v_H^2 + (\lambda_c \frac{1_c}{2d_c} + 2\zeta_c + 2\zeta_p + \zeta_{ex} + \zeta_n + 2\zeta_{\kappa}) \cdot \\ v_c^2 = \frac{870}{2} [(0,045 \cdot \frac{5}{0,028} + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,16) \cdot 3,35^2 + (0,036 \cdot \frac{5}{0,037} + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,16 + 0,8 + 2 + \\ + 2 \cdot 0,15) 1,9^2] = 0,065 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Общие потери давления с учетом формул (1,2) равны:

$$\Delta p_H = \Delta p_{FH} + \Delta p_p + \Delta p_p + \Delta p_{OK} + 2\Delta p_{ГЗ} =$$

напорная гидролиния -

$$= 0,105 + 0,7 + 0,05 + 2 \cdot 0,4 = 1,655 \text{ МПа.} \quad (44)$$

сливная гидролиния -  $\Delta p_c = \Delta p_{FC} + \Delta p_{\Phi} = 0,065 + 0,25 = 0,315 \text{ МПа.} \quad (45)$

Потери давления в гидросистеме подъема составят:

$$\Delta p_1 = \Delta p_H + \Delta p_c = 1,655 + 0,315 = 1,97 \text{ МПа.} \quad (46)$$

Эти потери давления не должны превышать запланированных в предварительном расчете (см. п.2.4):

$$\Delta p = 0,15 p_H = 0,15 \cdot 16 = 2,4 \text{ МПа} > \Delta p_1 = 1,97 \text{ МПа.} \quad (47)$$

Потери давления в гидросистеме привода грузовой лебедки будут меньше ввиду отсутствия двух гидрозамков:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 - 2\Delta p_{ГЗ} = 1,97 - 2 \cdot 0,4 = 1,17 \text{ МПа,} \quad (48)$$

которые так же должны быть меньше запланированных в предварительном расчете (см. п.2.5):

$$\Delta p = 0,1 p_H = 0,1 \cdot 16 = 1,6 \text{ МПа} > \Delta p_2 = 1,17 \text{ МПа.} \quad (49)$$

### 3.2 Расчет выходных параметров гидроцилиндров

Наибольшие фактические усилия на штоках гидроцилиндров подъема стрелы:

$$T_{\Pi} = 2[(p_H - \Delta p_H - \Delta p_H)F_{\Pi} - \Delta p_c \cdot F_{шт}] \eta_{мц} = \frac{\pi}{2} [(p_H - \Delta p_H)D^2 - \Delta p_c (D^2 - d^2)] \eta_{мц} =$$

$$= \frac{3,14}{2} [(16 - 1,655) \cdot 10^6 \cdot 0,14^2 - 0,315 \cdot 10^6 (0,14^2 - 0,125^2)] 0,95 = 417,5 \text{ кН} \quad (50)$$

Фактические скорости движения штоков гидроцилиндров:

$$v_n = \frac{Q_n \cdot \eta_{оц}}{2F_n} = \frac{2Q_n \cdot \eta_{оц}}{\pi D^2} = \frac{2 \cdot 123,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,14^2} = 0,0674 \text{ м/с.} \quad (51)$$

Полезная мощность, развиваемая штоками гидроцилиндров:

$$N_{\Pi} = \frac{v_n \cdot T}{10^3} = 0,067 \cdot 417,7 = 28 \text{ кВт.} \quad (52)$$

### 3.3 Расчет выходных параметров гидромоторов

Определяем фактический перепад давления на гидромоторе:

$$\Delta P_M = P_H - \Delta P_2 = 16 - 1,17 = 14,83 \text{ МПа.} \quad (53)$$

Выходные параметры на валу барабана грузовой лебедки рассчитываем:  
Крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_M = \frac{q_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{ГМ}}{2\pi} = \frac{107 \cdot 10^{-6} \cdot 14,83 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95}{2 \cdot 3,14} = 240 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (54)$$

Крутящий момент на валу барабана:

$$M_o = M_M \cdot i_p \cdot \eta_p = 240 \cdot 41,09 \cdot 0,93 = 9171,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (55)$$

Грузоподъемность крана:

$$Q = \frac{U_n \cdot M_o}{r_o} = \frac{2 \cdot 9171,3}{0,125} = 146740 \text{ Н} = 146,74 \text{ кН}. \quad (56)$$

Число оборотов барабана:

$$n_o = \frac{n_M}{i_p} = \frac{1130}{41,09} = 27,5 \text{ об/мин} \quad (57)$$

Максимальная скорость подъема груза:

$$v_r = \frac{2\pi \cdot n_o \cdot r_o}{u_n} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 27,5 \cdot 0,125}{2} = 10,8 \text{ м/мин} \quad (58)$$

### 3.4 Расчет КПД гидропривода

Коэффициент полезного действия гидропривода позволяет оценить эффективность спроектированной машины. Для большинства гидрофицированных СД и ПТМ полный (общий) КПД находится в пределах 0,6...0,75.

Расчет КПД гидропривода машины зависит от типа гидродвигателя (гидроцилиндр или гидромотор).

Для гидроприводов возвратно-поступательного действия КПД равен произведению полного КПД насоса

( $\eta_n$ ), гидравлического ( $\eta_r$ ), механического цилиндра ( $\eta_{мц}$ ) и объемного распределителя ( $\eta_{ор}$ ).

$$\eta = \eta_n \cdot \eta_r \cdot \eta_{мц} \cdot \eta_{ор} \quad (59)$$

Гидравлический КПД учитывает потери давления в гидрелиниях и гидрооборудовании

$$\eta_r = 1 - \frac{\Delta p_1}{p_H} = 1 - \frac{1,97}{16} = 0,877.$$

Объемный КПД учитывает утечки в распределителе:

$$\eta_{ор} = 1 - \frac{\Delta Q_P}{Q_H} = 1 - \frac{0,085}{123,9} = 0,9993 \quad (60)$$

Тогда полный КПД гидропривода подъема стрелы будет равен-

$$\eta = 0,917 \cdot 0,877 \cdot 0,95 \cdot 0,9993 = 0,7634 \quad (61)$$

Для гидроприводов вращательного действия он равен произведению полных КПД насоса ( $\eta_n$ ), гидромотора ( $\eta_m$ ) или привода гидромотор-редуктор ( $\eta_{мп}$ ), гидравлического и объемного распределителя ( $\eta_{ор}$ )

Гидравлический КПД для такого привода равен:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p_2}{p_H} = 1 - \frac{1,17}{16} = 0,927 \quad (62)$$

Полный КПД гидропривода грузовой лебедки рассчитываем:

$$\eta_1 = \eta_H \cdot \eta_{MP} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{OP} = 0,917 \cdot 0,857 \cdot 0,927 \cdot 0,9993 = 0,728 \quad (63)$$

При использовании двух- и трехпоточных насосов типа 223 (224), 323 ию 333, обеспечивающих совмещение рабочих операций, например, подъем рабочего оборудования одноковшового экскаватора с поворотной платформой, общий КПД определяют по формуле:

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2}{2} \quad (64)$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  — полные КПД первого и второго потоков.

Если же в гидросистеме используются два автономных насоса, то общий КПД определяют по формуле :

$$\eta = \frac{N_1 \cdot \eta_1 + N_2 \cdot \eta_2}{N_1 + N_2} \quad (65)$$

где  $N_1$  и  $N_2$  - мощности привода насосов,

$\eta_1$  и  $\eta_2$  - полные КПД насосов.

### 3.5 Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет гидросистемы осуществляется с целью определения установившейся температуры рабочей жидкости, объема гидробака и поверхности теплоотдачи, а также для выяснения целесообразности применения теплообменников, обеспечивающие оптимальный тепловой режим работы гидросистемы.

Гидропривод машины необходимо спроектировать так, чтобы тепловыделение в гидросистеме было минимальным, а рассеивание тепла в окружающую среду максимальным.

Количество тепла, выделяемое гидросистемой, пропорционально потребляемой насосом мощности ( $N$ ) и полному КПД гидропривода.

Мощность, подведенную к валу насоса, нужно определять с учетом динамических нагрузок в переходных режимах работы - разгона и торможения выходных звеньев гидродвигателей (поршня со штоком гидроцилиндра, вала гидромотора). Динамические нагрузки учитываются коэффициентом динамичности ( $K_{дин}$ ), допускаемые значения, которых зависят от режима работы гидропривода приведенных в таблице 3.

Таблица 3

Режим работы гидропривода	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма Тяжелый
Коэффициент Динамичности, $K_{дин}$	2,5...3	1,6...2,5	1,4...1,6	1,2...1,4

Потребляемая насосом мощность вычисляется по формуле:

$$N = k_{\text{дин}} \frac{Q_H \cdot P_H}{10^3 \eta_H} = 1,5 \cdot \frac{123,9 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^6}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,917} = 54 \text{ кВт} \quad (66)$$

где  $K_{\text{дин}} = 1,5$  — коэффициент динамичности,

$Q_H, P_H, \eta_H$  - основные параметры насоса (см. п.2.3).

Количество тепла, выделяемое гидросистемой в единицу времени, определяется по формуле :

$$Q_1 = (1 - \eta_{\text{мин}}) N \cdot k_B \cdot k_D = (1 - 0,728) \cdot 54 \cdot 0,7 \cdot 0,6 = 6,169 \text{ кВт} \quad (67)$$

где  $\eta_1 = 0,728$  - меньшее значение общего КПД гидроприводов стрелы и грузовой лебедки

$K_B = 0,7$  - коэффициент продолжительности работы под нагрузкой;

$K_D = 0,6$  - коэффициент использования номинального давления

Количество тепла, рассеиваемое в окружающую среду с поверхностями гидрооборудования (насосов, гидромоторов, фильтров, гидроцилиндров, металлических гидрوليний, гидробаков и теплообменников), определяется по формуле:

$$Q_2 = K \cdot F (t_{\text{ж}} - t_{\text{в}}) \quad (68)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи поверхностей гидрооборудования в атмосферу,  $\text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  (таблица 4);

$F$  – необходимая площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ;

$t_{\text{ж}}$  –

установившаяся температура жидкости,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{\text{в}}$  – Температура окружающего воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

Приближенные значения коэффициента теплопередачи приведены в таблице 4.

Таблица 4

Условия теплопередачи	$K, \text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Циркуляция воздуха затруднена (гидропривод расположен в нише)	10
Свободно, обтекаемый воздухом гидропривод	15
Принудительный обдув гидропривода	25

Необходимая площадь поверхности теплообмена:

$$F \geq \frac{Q}{K(t_{\text{ж. макс}} - t_{\text{в. макс}})} = \frac{6169}{15 \cdot 25} = 16,45 \text{ м}^2 \quad (69)$$

где  $\Delta t$  – температурный перепад в установившемся режиме:

$$\Delta t = t_{\text{ж. макс}} - t_{\text{в. макс}} = 75 - 50 = 25^\circ\text{C} \quad (70)$$

Необходимая площадь гидробака:

$$F_6 = F - F_{\text{ф}} = 16,45 - 5,34 = 11,11 \text{ м}^2; \quad (71)$$

где  $F_{\text{ф}}$  – фактическая площадь поверхностей гидрооборудования, приведенная в таблице 5 по данным ВНИИСтройдормаша.

Площадь теплопередачи гидробаков в зависимости от его емкости ( $V_6$ ) вычисляется по формуле :



$$F_6 = (0,06 \dots 0,069) \sqrt[3]{10V_6^2} \quad (72)$$

Таблица 5

Гидрооборудование	Количество	F <sub>ф</sub>
Насос нерегулируемый	1	0,21
Гидромотор реверсивный 210.25	1	0,21
Гидроцилиндры 1.16.1.У – 140x125x1400	2	1,231
Трубопроводы: d <sub>н</sub> = 42мм, d <sub>вн</sub> = 28мм, d <sub>с</sub> = 40мм, d <sub>вн</sub> = 37мм	10 м	1,32
	10 м	1,256
Фильтр 1.1.50-25	1	1,115
Итого:	-	5,34

Предварительно емкость гидробака (V<sub>6</sub>) выбирают:

- для гидроприводов экскаваторов, погрузчиков, кранов -(1,5.. .2)Q<sub>н</sub>;  
где Q<sub>н</sub> - минутная подача насоса, л.

Емкость гидробака принимаем равной двухминутной производительности насоса:

$$V_6 = 2Q_{н} = 2 \cdot 123,9 = 247,8 \text{ л.} \quad (73)$$

Округляем по ГОСТ 12 448-80 до V<sub>6</sub> = 250 л.

Вычисляем площадь теплоотдачи гидробака:

$$F_6 = 0,065 \sqrt[3]{250^2} = 2,58 \text{ м}^2. \quad (74)$$

Определяем установившуюся температуру жидкости:

$$t_{вст} = \frac{Q}{K(F_6 + F_\phi)} + t_B = \frac{6169}{15 \cdot 7,92} + 50 = 102 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (75)$$

Так как установившаяся температура жидкости превышает максимально допустимую температуру жидкости (t<sub>кmax</sub> = 75 °C), то теплообменник в гидросистеме необходим.

Следовательно,

$$t_{вст} = \frac{Q}{K(F_6 + F_\phi + F_T)} + t_B = \frac{6169}{15 \cdot 30,66} + 50 = 63,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (76)$$

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. /Башта Т.М., Руднев С.С, Некрасов Б.Б. и др./ – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
2. Башта Т.М. Гидропривод и гидроавтоматика. –М.: Машиностроение, 1979.
3. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
4. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. Киев: Вища школа, 1980. - 232 с.
5. Гепер В.Г. и др. Гидравлика и гидропривод. - М.: Недра, 1981. - 295 с.
6. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М. Машиностроение, 1983г.
7. Машиностроительный гидропривод/ Под ред. В. П. Прокофьева. - М. Машиностроение, 1978. - 496 с.
8. Некрасов В.В Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам, - 2-е изд. – Мн.: Высш. шк., 1985.
9. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. М. Машиностроение, 1988/1982.- 512с.
10. Следящие приводы./Под ред. Чемоданова В.К. М. Энергия, 1976. Книга 1, 2.
11. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М. Машиностроение, 1979- 232с