

Содержание

1. Введение
2. Исходные данные
3. Схема поворотного механизма
4. Расчетная часть
5. Список литературы

Описание принципиальной гидравлической схемы автомобильного крана.

На неподвижной нижней раме крана смонтированы выносные опоры, гидробак, фильтр и нерегулируемый насос, привод которого осуществляется через редуктор отбора мощности. На поворотной платформе размещается рабочее оборудование крана с приводом от гидромоторов. Рабочая жидкость от насоса подается через центральное вращающееся соединение к секционному гидрораспределителю и одновременно к предохранительному клапану с переливным гидроклапаном, а также в гидролинии управления предохранительного клапана. При отсутствии напряжения в электромагнитах гидроклапан, гидроцилиндры гидроразмыкателей тормозов и гидролиния управления предохранительного клапана соединяются с дренажной линией. При этом тормоза механизмов замкнуты, а рабочая жидкость подается насосом через переливной гидроклапан в сливную гидролинию, откуда через фильтр сливается в гидробак. Аналогичные режимы работы происходят при срабатывании ограничителей грузоподъемности, высоты подъема крюка или стрелы. При подаче напряжения на электромагниты гидроклапанов они переключаются в рабочую позицию. В этом случае рабочая жидкость через гидрораспределитель поступает в сливную гидролинию и подается к дополнительным золотникам, а слив через предохранительный канал 3 становится возможным только при превышении давления его настройки. При перемещении золотника гидрораспределителя перемещается дополнительный золотник, вследствие чего переливной гидроклапан закрывается, рабочая жидкость от насосов поступает к гидромотору и одновременно к гидроцилиндру тормоза, размыкая тормозное устройство. Противоположная полость гидромотора при этом соединяется со сливной гидролинией. Гидромоторы грузовой и стреловой лебедок подключаются к соответствующим секциям гидрораспределителя через управляемые обратные гидроклапаны, которые устанавливаются в гидролиниях, являющихся сливными при опускании груза и стрелы. С помощью промежуточных секций, установленных в гидрораспределителе, обеспечивается последовательное соединение гидромоторов и совмещение операций: подъем- опускание груза или стрелы с поворотом платформы. Одновременное включение грузовой и стреловой лебедки предотвращается механическим блокировочным устройством. Величина давления в гидросистеме определяется по манометру, установленному в кабине крановщика.

Введение

Курсовое проектирование объёмных гидроприводов по дисциплине “Гидравлика” способствует обобщению и закреплению теоретических знаний студентов имеет целью развитие навыков самостоятельной работы студентов, пользования справочной литературой, ГОСТами, выполнения расчетов, чертежей и составления текстовых документов.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Гидропривод вращательного движения

Рабочее давление $P_{\text{ном}}$, МПа	10
Момент на валу гидромотора M , Нм	250
Частота вращения вала гидромотора n_m , об/мин	250
Длина трубопроводов, м:	
А) От бака к насосу	0,60
Б) От насоса к распределителю	1,10
В) От распределителя к цилиндру	4,80
Г) От распределителя к баку	1,70
Местные сопротивления, шт:	
А) Сверленный угольник	2
Б) Присоединительный штуцер	4
В) Разъёмная муфта	4
Г) Угольник с поворотом на 90^0	4
Д) Плавное колено 90^0	2
Температурный режим работы, ^0C	
А) рабочей жидкости	30-70
Б) окружающей среды	-15+30

2. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

При расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие: рабочая жидкость считается несжимаемой; температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость, модуль объемной упругости и др.) принимаются постоянными; рассматривается установившийся режим работы гидропривода; коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны; разрывы потока жидкости при работе гидропривода не происходит; подача насоса, питающего гидросистему, постоянна.

2.1. Определение мощности гидропривода и насоса

Мощность гидропривода определяют по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, обеспечивающих привод исполнительных механизмов.

Полезную мощность гидродвигателя вращательного действия (гидромотора) определяют по формуле:

$$N_{ГДВ} = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \quad (1)$$

где $N_{ГДВ}$ - мощность гидродвигателя, кВт; M - крутящий момент на валу гидромотора, кНм; ω - угловая скорость вращения вала гидромотора, c^{-1} ; n_M - частота вращения вала гидромотора, c^{-1} (об/с)

$$N_{ГДВ} = 0,250 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 4,17 = 6,54$$

На первом этапе расчета гидропривода потери давления и расхода рабочей жидкости учитывают коэффициентами запаса по усилию и скорости.

Коэффициент запаса по усилию учитывает гидравлические потери давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний, а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных соединениях и т.д.

Коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме.

Полезную мощность насоса определяют исходя из мощности гидродвигателя с учетом потерь энергии при ее передаче от насоса к гидродвигателю по формуле

$$N_{НП} = k_{ЗУ} \cdot k_{ЗС} \cdot N_{ГДВ} \quad (2)$$

где $N_{НП}$ - мощность насоса, кВт; $k_{ЗУ}$ - коэффициент запаса по усилию, $k_{ЗУ} = 1.2$, $k_{ЗС}$ - коэффициент запаса по скорости, $k_{ЗС} = 1.3$ [1]

Большие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в тяжелых режимах.

$$N_{НП} = 1.2 \cdot 1.3 \cdot 6.54 = 10.2$$

2.2. Выбор насоса

Зная необходимую полезную мощность насоса, определяемую по формуле (2), и учитывая, что полезная мощность насоса связана с номинальным давлением и подачей зависимостью $N_{НП} = P_{ном} \cdot Q_n$, можно найти подачу и рабочий объем насоса по формулам

$$Q_n = \frac{N_{НП}}{P_{ном}}, \quad (3)$$

$$q_n = \frac{N_{НП}}{P_{ном} \cdot n_n}, \quad (4)$$

где Q_n - подача насоса, $\text{дм}^3 / \text{с}$, $P_{ном}$ - номинальное давление, МПа; q_n - рабочий объем насоса, дм^3 , n_n - частота вращения вала насоса, с^{-1} (об/с)

Для того, чтобы найти рабочий объем насоса по формуле (4), необходимо задаться частотой вращения вала колеса насоса, которая зависит от типа приводного двигателя.

Для мобильных машин в качестве приводных двигателей насосов чаще всего используют дизели с номинальной частотой вращения 1500, 1600, 1700 об/мин и т.д. Принимаем для расчета $n_n = 2000$ об/мин.

$$Q_n = \frac{10.2}{10} = 1.02$$

$$q_n = \frac{10.2}{10 \cdot 33.3_n} = 0.03$$

По номинальному давлению $P_{ном}$ и рабочему объему насоса q_n выбираем шестеренный насос НШ 32У-2 [2]

Техническая характеристика выбранного насоса:

Рабочий объем, см^3	31,7(32)
Давление на выходе из насоса, МПа:	
номинальное	14(16)
максимальное	17,5(20)
Давление на входе в насос, МПа:	
максимальное	0,08

минимальное	0,15
Частота вращения вала, с ⁻¹ :	
Минимальная	16
Номинальная	32
Максимальная	40
Номинальная потребляемая мощность насоса, кВт	17,9(21)
КПД насоса(не менее)	0,82
Объемный КПД	0,92
Характеристика рабочей жидкости:	
Класс чистоты рабочей жидкости по ГОСТ 17216-71	15
Номинальная тонкость фильтрации рабочей жидкости, мкм	25
Масса, кг	5,28

По технической характеристике выбранного насоса производим уточнение действительной подачи насоса:

$$Q_{НД} = q_{НД} \cdot n_{НД} \cdot \eta_{об}, \quad (5)$$

где $Q_{НД}$ - действительная подача насоса, $дм^3 / с$; $q_{НД}$ - действительный рабочий объем насоса, $дм^3$; $n_{НД}$ - действительная частота вращения вала насоса, $с^{-1}$; $\eta_{об}$ - объемный КПД насоса.

$$Q_{НД} = 0.0317 \cdot 0.92 \cdot 33.3 = 0.9712$$

2.3 Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости

Расчетные значения внутренних диаметров всасывающей, напорной и сливной гидролиний определяем из уравнения неразрывности потока жидкости с учетом размерностей по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{НД}}{\pi \cdot V_{жс}}}, \quad (6)$$

где d_p - расчетное значение внутреннего диаметра гидролинии, м; $V_{жс}$ - скорость движения жидкости в гидролинии, м/с.

Рекомендуемые значения скорости движения рабочей жидкости для всасывающей, напорной и сливной гидролиний [3]

$$V_{вс} = 1.2 \text{ м/с}$$

$$V_{нап} = 4.0 \text{ м/с}$$

$$V_{сл} = 2.0 \text{ м/с}$$

$$d_{p(вс)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 1.2}} = 0.0316$$

$$d_{p(нап)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 4.0}} = 0.0176$$

$$d_{p(сл)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 2}} = 0.0249$$

По расчетному значению внутреннего диаметра гидролинии d_p производим выбор трубопровода по ГОСТ 8734-75 при этом действительное значение диаметра трубопровода d должно быть больше расчетного, т.е. $d \geq d_p$.

$$d_{вс} = 32 \text{ мм}$$

$$d_{нап} = 18 \text{ мм}$$

$$d_{сл} = 25 \text{ мм}$$

Значение толщины стенки трубопровода принимаем конструктивно равным 3 мм.

Определение действительных скоростей движения жидкости во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях по формуле

$$V_{ж} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot Q_{НД}}{\pi \cdot d^2}, \quad (7)$$

где d - действительное значение внутреннего диаметра гидролинии, м;

$V_{ж}$ - действительное значение скорости движения жидкости, м/с

$$V_{ж(вс)} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 0.032^2} = 1.21$$

$$V_{ж(нап)} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 0.018^2} = 3.82$$

$$V_{ж(сл)} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 0.97}{3.14 \cdot 0.025^2} = 1.98$$

2.4. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости

Гидроаппаратуру выбираем по условному проходу и номинальному давлению. Дополнительным параметром для гидроаппаратуры является номинальный расход рабочей жидкости. Условный проход напорной гидролинии $d_y = 16 \text{ мм}$.

**Техническая характеристика моноблочного гидрораспределителя на
номинальное давление 10 МПа**

Типоразмер	P-75-22
Условный проход, мм	16
Давление на входе, МПа:	
номинальное	10
максимальное	13
Расход рабочей жидкости, $дм^3 / мин$:	
номинальный	40...50
максимальный	75

Внутренние перетечки при давлении 6...7 МПа, $см^3 / мин$, не более	60
Потери давления в гидрораспределителе, МПа:	
При нейтральной позиции золотника	0,35
При рабочей позиции золотника	0,4
Допускаемое давление в сливной гидролинии, МПа не более	0,1
Количество золотников	2
Число позиций золотников	4
Масса гидрораспределителя, кг	10,1

Основные параметры обратных клапанов

Типоразмер клапана	61100
Условный проход, мм	16
Номинальный расход, $дм^3 / мин$	63
Масса , кг	0,53

Основные параметры односторонних гидрозамков

Типоразмер	61600
Условный проход, мм	16
Номинальный расход, $дм^3 / мин$	63
Габаритные размеры, мм	140×100×75
Масса, кг	4.2

Характеристика предохранительного клапана непрямого действия

Условный проход гидрораспределителя,	16
Типоразмер	ГГ416-
10.000	
Максимальный расход, $дм^3 / мин$	200

Основные параметры дросселей с обратными клапанами

Условный проход	16
Типоразмер	62600
Номинальный расход, $\text{дм}^3 / \text{мин}$	63
Давление, МПа:	
номинальное	32
максимальное	35
Масса, кг	1.1

Техническая характеристика линейных фильтров

Типоразмер	1.125-25
Условный проход, мм	25
Номинальный расход через фильтр при вязкости рабочей жидкости 20...30 сСт, $\text{дм}^3 / \text{мин}$	63
Номинальная тонкость фильтрации, мкм	25
Номинальное давление, МПа	0.63
Номинальный перепад давления при номинальном расходе и вязкости рабочей жидкости не более 30 сСт, МПа	0.08
Перепад давления на фильтроэлементе при открывании перепускного клапана, МПа	0.3
Ресурс работы фильтроэлемента, ч	200
Масса сухого фильтра, кг	9.7

Рабочая жидкость

Марка масла	
ВМГЗ	
Плотность, $\text{кг} / \text{м}^3$	
865	
Вязкость при 50 °С, $\text{мм}^2/\text{с}$	
10	
Температура застывания, °С	-
60	
Температура вспышки не ниже, °С	
135	
Рабочий диапазон, °С	
0...+70	

2.5. Расчет потерь давления в гидролиниях

Определение потерь давления при движении жидкости в гидролиниях необходимо для более точного расчета гидродвигателя, а также для определения гидравлического КПД гидропривода.

Потери давления определяем отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при определённой температуре рабочей жидкости по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_m, \quad (8)$$

где Δp - потери давления в гидролинии, МПа; Δp_l - потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа; Δp_m - потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

Потери давления по длине гидролинии (путевые) определяют по формуле

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{жсд}^2}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6}, \quad (9)$$

где λ – коэффициент путевых потерь (коэффициент Дарси); l -длина гидролинии, м; ρ - плотность рабочей жидкости, $кг / м^3$.

Для расчета необходимо знать длины гидролиний: l -длина всасывающей гидролинии будет складываться из длины гидролинии от бака к насосу; l -длина напорной гидролинии будет складываться из длин гидролиний от насоса к распределителю и от распределителя к цилиндру; l -длина сливной гидролинии будет складываться из длин гидролиний от распределителя к цилиндру и от распределителя к баку. Таким образом получаем $l_{вс} = 0,6$; $l_{нп} = 5,9$; $l_{сл} = 6,5$.

Коэффициент путевых потерь зависит от режима движения жидкости, его определяют по формулам

а) для ламинарного режима ($Re < 2320$):

$$\lambda = \frac{75}{Re}, \quad (10)$$

б) для турбулентного режима ($Re > 2320$):

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \quad (11)$$

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{V_{жсд} \cdot d}{\nu}, \quad (12)$$

где ν - кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, $м^2 / с$

$$Re_{(вс)} = \frac{1.21 \cdot 0.032}{0.00001} = 3872$$

$$Re_{(нп)} = \frac{3.82 \cdot 0.018}{0.00001} = 6876$$

$$R_{e(сл)} = \frac{1.98 \cdot 0.025}{0.00001} = 4950$$

Находим коэффициент путевых потерь:

$$\lambda_{(вс)} = \frac{0.3164}{3872^{0.25}} = 0.04$$

$$\lambda_{(нан)} = \frac{0.3164}{6876^{0.25}} = 0.035$$

$$\lambda_{(сл)} = \frac{0.3164}{4950^{0.25}} = 0.038$$

Определяем путевые потери:

$$\Delta p_{l(вс)} = 0.04 \cdot \frac{0.06}{0.032} \cdot \frac{1.21^2}{2} \cdot 865 \cdot 10^{-6} = 0.00047$$

$$\Delta p_{l(нан)} = 0.035 \cdot \frac{5.9}{0.018} \cdot \frac{3.82^2}{2} \cdot 865 \cdot 10^{-6} = 0.0724$$

$$\Delta p_{l(сл)} = 0.038 \cdot \frac{6.5}{0.025} \cdot \frac{1.98^2}{2} \cdot 865 \cdot 10^{-6} = 0.0167$$

Для нахождения потерь в местных сопротивлениях используется формула

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{V_{жсд}^2}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6} \quad (13)$$

где Δp_m — потери давления в местном сопротивлении, МПа;
 ξ — коэффициент местного сопротивления.

Местные сопротивления, шт: сверленный угольник-2; присоединительный штуцер-4; разъемная муфта-4; угольник с поворотом на 90°-4; плавное колено-2.

Значения коэффициентов местного сопротивления: сверлённый угольник-2; присоединительный штуцер-0,12; разъемная муфта-1,2; угольник с поворотом на 90°-1.7; плавное колено-0.13.

$$\xi = 1 \cdot 2 + 2 \cdot 0.12 + 2 \cdot 1.2 + 2 \cdot 1.7 + 1 \cdot 0.13 = 8.17$$

Таким образом найдем потери в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{m(вс)} = \Delta p_{l(вс)} = 0,00047$$

$$\Delta p_{m(нан)} = 8,17 \frac{3,82^2}{2} \cdot 865 \cdot 10^{-6} = 0.052$$

$$\Delta p_{m(сл)} = 8,17 \frac{1,98^2}{2} \cdot 865 \cdot 10^{-6} = 0.014$$

Зная путевые и местные потери можно найти полные:

$$\Delta p_{(вс)} = \Delta p_{l(вс)} + \Delta p_{m(вс)} = 0.00047 + 0.00047 = 0.00094$$

$$\Delta p_{(нан)} = \Delta p_{l(нан)} + \Delta p_{m(нан)} = 0.0724 + 0.052 = 0.124$$

$$\Delta p_{(сл)} = \Delta p_{l(сл)} + \Delta p_{m(сл)} = 0.0167 + 0.014 = 0.0307$$

2.6. Расчет гидромоторов

Основными параметрами гидромотора является рабочий объём q_m , номинальное давление $P_{ном}$, крутящий момент на валу гидромотора M кНм, частота вращения вала n , расход рабочей жидкости Q_m .

Мощность, потребляемую гидромотором, определяют по его основным параметрам:

$$N_m = P_m \cdot q_m \cdot n_m \quad (14)$$

где N_m - мощность гидромотора, кВт; P_m - перепад давления на гидромоторе МПа, $P_m = (P_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c$; q_m - рабочий объём гидромотора, $дм^3$, n_m - частота вращения вала гидромотора, $с^{-1}$.

Рабочий объём гидромотора находят из равенства полезной мощности гидромотора, определяемой по формуле (1), и потребляемой мощности (14) по формуле

$$q_m = \frac{2\pi M}{(P_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c} \quad (15)$$

$$q_m = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 250}{9.8449} = 0.159$$

$$N_m = 0.159 \cdot 9.8449 \cdot 4.17 = 6.53$$

Но значение рабочего объёма гидромотора должно удовлетворять следующему соотношению:

$$Q_{нд} = Q_m = q_m \cdot n_m \quad (16)$$

Из формулы (16) вторично определяют рабочий объём гидромотора:

$$q_m = \frac{Q_{нд}}{n_m} \quad (17)$$

$$q_m = \frac{0,9712}{4,17} = 0,232$$

По среднему значению рабочего объёма и остальным параметрам производят выбор гидромотора [2].

$$q_{mcp} = \frac{0,196 + 0,232}{2} = 0,196$$

Основные характеристики гидромоторов планетарного типа МГП 200

Рабочий объём, см ³	200
Частота вращения, с ⁻¹ :	
Номинальная	2,34
Максимальная	5,41
Минимальная	0,17
Максимальное давление на выходе при закрытом дренажном отверстии, МПа	1
Давление на входе, МПа	
Номинальное	16
Максимальное	21
Перепад давлений, МПа	
Номинальный	11
Максимальный	16,5
Максимальное давление дренажа, МПа	1
Коэффициент полезного действия, не менее	
Гидромеханический	0,85
Полный	0,78
Номинальная полезная мощность, кВт	4,5
Крутящий момент, Нм	
Номинальный	300
Страгивания	230
Масса, кг	11,1

После выбора гидромотора определяем действительные значения частоты вращения вала и крутящего момента, развиваемого гидромотором.

Действительные значения крутящего момента и частоты вращения вала гидромотора вычисляют по формулам

$$M_{\partial} = \frac{q_{m\partial}(P_{ном} - \Delta p_n - \Delta p_c)}{2\pi} \cdot \eta_{эм} \quad (18)$$

$$n_{m\partial} = \frac{Q_{н\partial}}{q_{m\partial}} \cdot \eta_{об} \quad (19)$$

Где $q_{m\partial}$ - действительный рабочий объём гидромотора, дм^3 ; $\eta_{эм}$,
 $\eta_{об}$ - гидромеханический и объёмный КПД гидромотора.

$$M_{\partial} = \frac{0,2(10 - 0,1244 - 0,0307)}{3 \cdot 3,14} \cdot 0,85 = 0,266$$

$$\eta_{об} = \frac{\eta_n}{\eta_{эм}} = \frac{0,78}{0,85} = 0,92$$

$$n_{н\partial} = \frac{0,9712}{0,2} \cdot 0,92 = 4,46$$

Далее приводят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам

$$\delta_m = \frac{\Delta M}{M} \cdot 100\% = \frac{M - M_{\partial}}{M} \cdot 100\% \quad (20)$$

$$\delta_{n_m} = \frac{\Delta n_m}{n_v} \cdot 100\% = \frac{n_m - n_{m\partial}}{n_m} \cdot 100\% \quad (21)$$

$$\delta_m = \frac{0,25 - 0,26}{0,25} \cdot 100\% = 4\%$$

$$\delta_{n_m} = \frac{4,17 - 4,46}{4,17} \cdot 100\% = 6\%$$

Допускаемая величина отклонения не превышает $\frac{+}{-} 10\%$.

3.7. Тепловой расчет

Тепловой расчет гидропривода проводится с целью определения температуры рабочей жидкости, объёма гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств. Тепловой расчет гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}}, \quad (22)$$

где $Q_{\text{выд}}$ - количество тепла, выделяемого гидроприводом в единицу времени (тепловой поток), Вт; $Q_{\text{отв}}$ - количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт

Количество выделенного тепла определяется по формуле

$$Q_{\text{выд}} = N_n \cdot (1 - \eta_{\text{ГМ}}) \cdot k_B \cdot k_D = \frac{P_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{НД}}}{\eta_H} \cdot (1 - \eta_{\text{ГМ}}) \cdot k_B \cdot k_D, \quad (23)$$

где N_n - мощность привода насоса (потребляемая), Вт;

$\eta_{\text{ГМ}}$ - гидромеханический КПД гидропривода; k_B - коэффициент продолжительности работы гидропривода; k_D - коэффициент использования номинального давления; η_H - полный КПД насоса из его технической характеристики.

Гидромеханический КПД гидропривода находится по формуле

$$\eta_{\text{ГМ}} = \eta_{\text{ГМН}} \cdot \eta_{\text{ГМГДВ}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (24)$$

где $\eta_{\text{ГМН}}$, $\eta_{\text{ГМГДВ}}$ - гидромеханический КПД насоса и гидродвигателя; $\eta_{\text{Г}}$ - гидравлический КПД гидропривода, учитывающий потери давления в гидролиниях.

Гидравлический КПД гидропривода равен

$$\eta_{\text{Г}} = \frac{P_{\text{ном}} - (\Delta p_{\text{нап}} + \Delta p_{\text{сл}} + \Delta p_{\text{вс}})}{P_{\text{ном}}}, \quad (25)$$
$$\eta_{\text{Г}} = \frac{10 - (0.1244 + 0.0307 + 0.00047)}{10} = 0.98$$

Гидромеханический КПД насоса и гидродвигателя определяются из выражения для полного КПД гидромашин

$$\eta_H = \eta_{\text{ГМН}} \cdot \eta_{\text{обн}}, \quad (26)$$

где $\eta_{\text{обн}}$ - объемный КПД

$$\eta_{\text{ГМН}} = \frac{\eta_H}{\eta_{\text{обн}}} = \frac{0.82}{0.92} = 0.89$$

$$\eta_{гнздрв} = \frac{\eta_{ндв}}{\eta_{об}} = \frac{0,78}{0,85} = 0,92$$

$$\eta_{ГМ} = 0,89 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,80$$

Значения коэффициентов продолжительности работы гидропривода и использования номинального давления гидропривода равны: $k_B = 0,5$, $k_D = 0,7$

$$Q_{выд} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,0009712}{0,82} \cdot (1 - 0,80) \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 829 \text{ Вт.}$$

Количество тепла, отводимого в единицу времени от поверхностей металлических трубопроводов, гидробака при установившейся температуре жидкости, определяется по формуле

$$Q_{выд} = k_{ТП} \cdot (t_{жс} - t_o) \cdot \sum_{i=1}^3 S_{ri} + k_{ТП} \cdot (t_{жс} - t_o) \cdot S_{\delta}, \quad (27)$$

где $k_{ТП}$ - коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{град})$; $t_{жс}$ - установившаяся температура рабочей жидкости, $^{\circ}\text{C}$, $t_{жс} < 60 \dots 70$ $^{\circ}\text{C}$; t_o - температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

$\sum_{i=1}^3 S_{ri}$ - суммарная площадь наружной теплоотводящей поверхности трубопроводов (всасывающей, напорной, сливной гидролиний), м^2 ;

$S_{ri} = \pi \cdot (d_i + 2 \cdot \delta_i) \cdot l_i$, здесь d_i - внутренний диаметр; δ_i - толщина стенки; l_i - длина i -го трубопровода; S_{δ} - площадь поверхности гидробака

Значение $k_{ТП}$ примем: $k_{ТП} = 13 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{град}$

$$S_{ri} = 3,14 \cdot (0,032 + 2 \cdot 0,003) \cdot 0,6 = 0,072$$

$$S_{ri} = 3,14 \cdot (0,018 + 2 \cdot 0,003) \cdot 5,9 = 0,445$$

$$S_{ri} = 3,14 \cdot (0,025 + 2 \cdot 0,003) \cdot 6,5 = 0,633$$

$$\sum_{i=1}^3 S_{ri} = 0,072 + 0,445 + 0,633 = 1,15$$

$$t_{жс} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$t_o = 15^{\circ}\text{C}$$

Площадь поверхности гидробака определяется из уравнения теплового баланса (22) после подстановки в него выражений (23) и (27)

$$S_{\sigma} = \frac{829 - 13(50 - 15)1.5}{13 \cdot (50 - 15)} = 0.67.$$

Расчетная площадь поверхности гидробака связана с его объемом следующей зависимостью:

$$S_{\sigma} = 0.065 \cdot \sqrt[3]{V^2}, \quad (28)$$

где V - объем гидробака, дм^3

Из формулы (28) определяется объем гидробака:

$$V = \sqrt{\left(\frac{S_{\sigma}}{0.065}\right)^3} = \sqrt{\left(\frac{0.67}{0.065}\right)^3} = 33$$

Подача насоса составляет $58,27 \text{ дм}^3 / \text{мин}$, следовательно, условие $V < Q_{\text{НД}}$ выполняется.