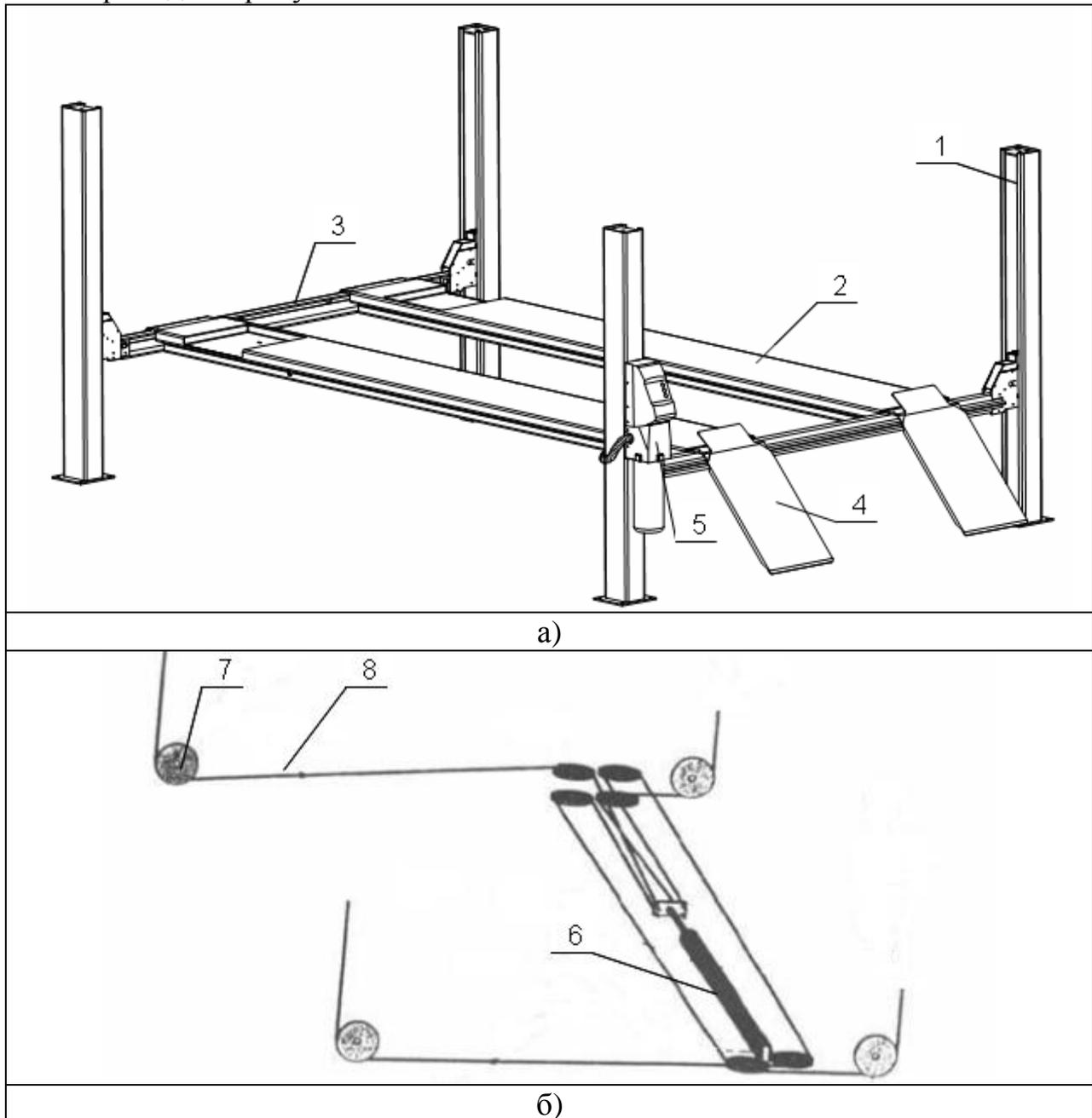


3 РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПОДЪЕМНИКА

Целью практического занятия является изучение методики расчета автомобильных подъемников с электрогидравлическим приводом и получение практических навыков расчета на примере широко используемых четырехстоечных подъемников, используемых для ТО и диагностирования автомобилей.

3.1 Методика расчета тросового подъемного механизма

Устройство четырехстоечного подъемника показано на рисунке 3.1 а, схема привода на рисунке 3.1 б.



а – устройство; б – схема привода,
 1 – стойка; 2 – платформа; 3 – поперечная балка; 4 – заездной трап; 5 – насосная станция; 6 – гидроцилиндр; 7 – обводной ролик; 8 – стальной канат.

Рисунок 3.1 – Четырехстоечный подъемник

Для подбора каната, необходимо рассчитать усилие ветви каната.
Усилие ветви каната рассчитывается по формуле:

$$S_k = \frac{Q_a + Q_n}{4 \cdot \eta^i}, \text{ Н}, \quad (3.1)$$

где Q_a – грузоподъемность подъемника, Н;

Q_n – вес платформы подъемника, Н;

η – коэффициент полезного действия, учитывающий потери от трения в подшипниках обводного блока и жесткости каната, для одного блока с подшипником качения $\eta = 0,98$, для блока на подшипнике качения (бронзовая втулка-сталь) $\eta = 0,96$;

i – количество блоков.

Диаметр каната подбирают по справочнику [1], исходя из разрывного усилия P_p , определяемого в зависимости от нормативного усилия натяжения каната S_k .

Разрывное усилие каната рассчитывается по формуле:

$$P_p = S_k \cdot k \leq [P], \text{ Н}, \quad (3.2)$$

где k – коэффициент запаса прочности каната принимается $3 \div 4$;

$[P]$ – предельно допустимое разрывное усилие по ГОСТ или сертификату завода-изготовителя.

Структура условного обозначения каната:



Рисунок 3.2 – Расшифровка обозначения канатов

Например, канат 12-ГЛ-В-Л-Н-1770 ГОСТ 2688-80. Канат диаметром 12 мм, грузоподского назначения, из проволоки без покрытия, марки В, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, маркировочной группы 1770.

В таблице 3.1 приведены характеристика каната двойной свивки типа ЛК по ГОСТ 2688-80

Таблица 3.1 – Характеристика каната типа ЛК по ГОСТ 2688-80 для разных маркировочных групп

Диаметр каната, мм	Маркировочная группа		
	1770	1860	1960
	Разрывное усилие каната в целом, Н		
5,1	14600	15150	15800
6,2	21100	22250	23450
8,3	38150	39850	41600
9,1	45450	47500	49600
11	68800	72000	75150

Диаметр обводных блоков определяется по формуле:

$$D_{\text{бл}} \geq d_k \cdot e, \text{ мм}, \quad (3.3)$$

где d_k - диаметр каната, мм;

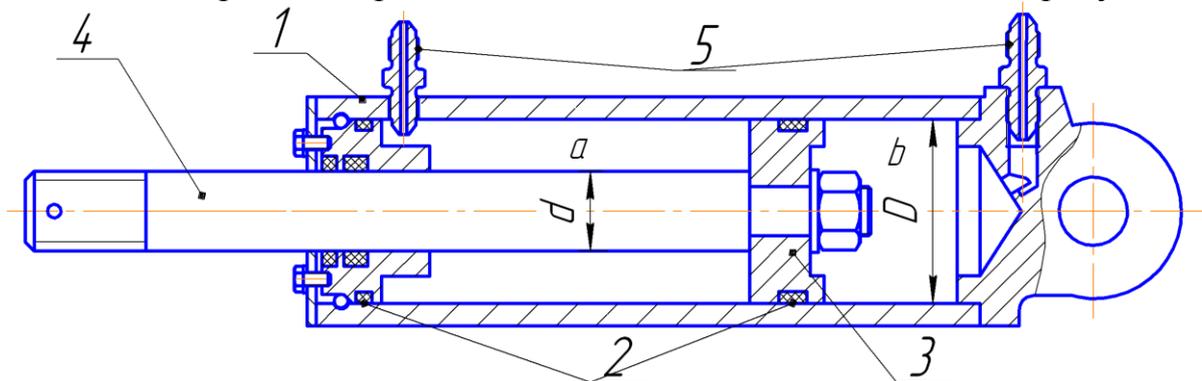
e – коэффициент, учитывающий допустимый изгиб каната при заданном диаметре каната (определяется по справочным данным, в данном случае принимаем равным 18-22).

Тяговое усилие на штоке гидроцилиндра определяется по формуле:

$$P = S_k \cdot 4, \text{ Н}. \quad (3.4)$$

3.2 Расчет гидроцилиндра

Схема гидроцилиндра и его основные элементы показаны на рисунке 3.2



D – диаметр цилиндра; d – диаметр штока; 1 – корпус цилиндра; 2 - уплотнительная манжета; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – штуцера.

a – соштоковая полость; b – поршневая полость

Рисунок 3.3 – Схема гидроцилиндра и его основные элементы

Цилиндры стандартизированы, их диаметры D в большинстве случаев принято выбирать по ГОСТ 6636-80 из ряда значений описанных при расчете пневмоцилиндра, обычно $d \approx 0,7D$ (рисунок 3.2) для цилиндров, штоки которых работает на сжатие. В современных подъемниках, для снижения массы и стоимости изделия, применяют гидроцилиндры, штоки которых работают на растяжение и диаметр штока значительно меньше диаметра поршня.

Сила, развиваемая гидроцилиндром при подаче жидкости со стороны поршня, определяется по формуле:

$$P = p_n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta, \text{ Н.} \quad (3.5)$$

Со стороны штока:

$$P = p_n \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \eta, \text{ Н.} \quad (3.6)$$

где P_n - давление в напорной магистрали гидроцилиндра, Па;

η - КПД гидроцилиндра, (0,9);

Давление в напорной магистрали для гидропривода принимаем из ряда, МПа: 2.5; 6.3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63.

Для четырехстоечного подъемника со штоковой рабочей полостью (на рисунке 3.2, полость «а») расчет будем производить по формуле (3.6).

Для нахождения диаметра цилиндра, при заданном усилии на штоке цилиндра, формула (3.6) примет вид:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{p_n \cdot \pi \cdot \eta} + d^2}, \text{ м.} \quad (3.7)$$

В нашем случае P будет представлять собой сумму максимального веса, который может поднять подъемник и веса самой платформы подъемника.

Диаметр штока, прежде всего, должен удовлетворять условию прочности на растяжение-сжатие:

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma]}}, \text{ м.}$$

Скорость движения поршня находим из формулы:

$$v_{п} = \frac{L}{t_{px}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (3.8)$$

где L – ход поршня (для приведенной схемы 3.1 б, ход поршня равен максимальной высоте подъема) при использовании полиспаста двойного действия, ход поршня равен половине максимальной высоты подъема, м;

$t_{р. х}$ – время рабочего хода (время подъема) (для современных подъемников 40-50 с).

Объем заправляемой полости цилиндра определяется по формуле:

$$V = F_{РАБ} \cdot L, \frac{м^3}{с}, \quad (3.9)$$

где $F_{РАБ}$ - рабочая площадь поршня, м².

Для случая, когда рабочей является штоковая полость, формула (3.9) принимает вид:

$$V = (F_{П} - F_{Ш}) \cdot L, \frac{м^3}{с}, \quad (3.10)$$

где $F_{П}$ - площадь поршня, м²;

$F_{Ш}$ - площадь штока, м².

Площади поршня и штока находим по формуле:

Для поршня:

$$F_{П} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, м^2. \quad (3.11)$$

Для штока:

$$F_{Ш} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, м^2. \quad (3.12)$$

Максимальный расход жидкости находим по формуле:

$$Q = (F_{П} - F_{Ш}) \cdot v_{П}, \frac{м^3}{с}. \quad (3.13)$$

Диаметр сечения трубопровода (условный проход трубопровода) находим по формуле 2.9. Для схемы без полиспаста (рис. 3.1) скорость холостого хода поршня будет равна скорости опускания подъемника, время возврата поршня, будет соответствовать времени опускания. Если в схеме использован полиспаст двойного действия, то скорость хода поршня в два раза меньше скорости опускания подъемника.

Требуемый средний расход жидкости Q_c (производительность насоса) будет равен максимальному расходу жидкости.

Мощность привода находим по формуле:

$$N = \frac{P_n \cdot Q}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (3.14)$$

Если подъемник имеет два и более гидроцилиндра, работающих одновременно, то в формулу следует подставлять суммарный расход жидкости для всех гидроцилиндров.

Диаметр сечения трубопровода (условный проход трубопровода) находится по формуле:

$$d_T = 0,46 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\omega}}, \text{ м,}$$

где ω - Скорость движения рабочего тела в трубопроводе, м/с выбирается из таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Зависимость скорости движения рабочего тела в трубопроводе от давления в системе

Давление в системе, МПа	Скорость движения рабочего тела в трубопроводе, ω , м/с
2-6,3	4
6,3-10	5
10-20	6
Более 10	12

Окончательный условный проход трубопровода рекомендуется принять из ряда, мм: 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

3.3 Расчет оси обводных блоков подъемника на срез и смятие

Сила, действующая на ось обводного блока, определяется усилием на ветвях каната и в зависимости от расположения обводного блока может быть равна S_k или $2 S_k$. Расчет ведем для максимально нагруженного варианта. Действие сил на ось обводного ролика, для этого случая, показано на рисунке 3.3. Сила, действующая на ось обводного блока, равна двум силам усилиям на канате для рассматриваемого случая, показанного на рисунке 3.3.

Если ветви каната направлены под другими углами, например под 90 градусов, то следует определить суммарное усилие (равнодействующую сил) и направление ее действия в соответствии с конкретной схемой.

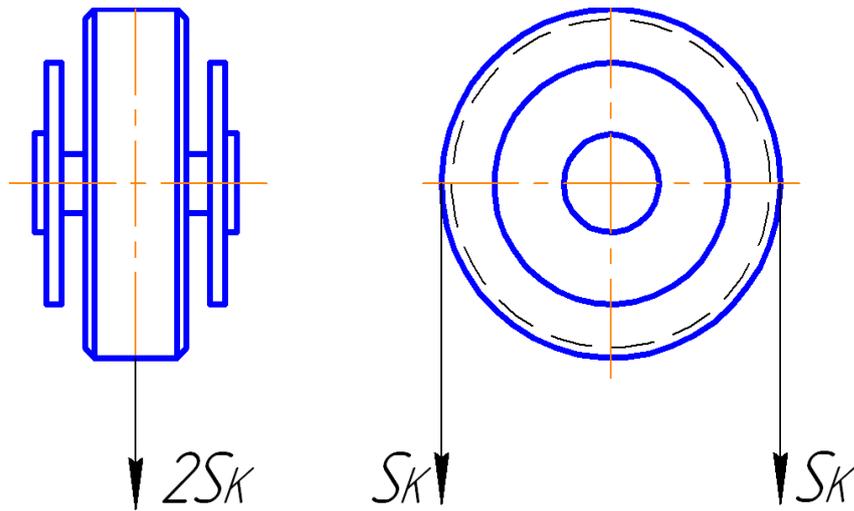


Рисунок 3.4 – Сила, действующая на ось обводного блока

Условие прочности при срезе:

$$\tau_{CP} = \frac{S_K \cdot 2}{2 \cdot F} \leq [\tau_{CP}], \quad (3.15)$$

где τ_{CP} - напряжение среза, МПа

2 – количество поверхностей среза (палец зажат с двух сторон)

F - площадь сечения пальца, м²;

$[\tau_{CP}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа;

Для стали 20 $[\tau_{CP}] = 85$ МПа;

Для стали 25 $[\tau_{CP}] = 90$ МПа;

Для стали 30 $[\tau_{CP}] = 100$ МПа;

Для стали 35 $[\tau_{CP}] = 110$ МПа;

Для стали 40 $[\tau_{CP}] = 115$ МПа.

Площадь сечения пальца рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (3.16)$$

где d – диаметр пальца, м.

Преобразуя формулы 3.15 и 3.16, получим необходимый диаметр пальца:

$$d = \sqrt{\frac{S_K \cdot 2}{\pi \cdot [\tau_{CP}]}} \text{ , м.} \quad (3.17)$$

Условие прочности при смятии:

$$\sigma_{CM} = \frac{S_K}{F_{CM}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.18)$$

где τ_{CM} - напряжение смятия, МПа;

P – сила, действующая на палец;

F_{CM} - площадь смятия, м²;

$[\sigma_{CM}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа;

Для стали 20 $[\sigma_{CM}] = 210$ МПа;

Для стали 25 $[\sigma_{CM}] = 220$ МПа;

Для стали 30 $[\sigma_{CM}] = 240$ МПа;

Для стали 35 $[\sigma_{CM}] = 270$ МПа;

Для стали 40 $[\sigma_{CM}] = 280$ МПа;

Для стали 40 $[\sigma_{CM}] = 300$ МПа.

Площадь смятия:

$$F_{CM} = d \cdot t, \text{ м}^2, \quad (3.19)$$

где t – толщина стенки рамы, м.

Необходимый диаметр пальца:

$$d = \frac{S_K}{2 \cdot t \cdot [\sigma_{CM}]}, \text{ м}. \quad (3.20)$$

3.4 Пример расчета четырехстоечного подъемника

Исходные данные:

Грузоподъемность подъемника $Q_a - 4000$ кг = 40000 Н;

Время подъема и опускания – 40 секунд;

Высота подъема – 18 мм = 1,8 м;

Ход штока $L = 1,8$ м;

Вес платформы $Q_{п} = 4000$ Н.

Усилие ветви каната находим по формуле (3.1):

$$S_k = \frac{Q_a + Q_n}{4 \cdot \eta^i} = \frac{40000 + 4000}{4 \cdot 0.98^3} = 11687, \text{ Н}.$$

Определяем разрывное усилие каната по формуле (3.2):

$$P_p = S_k \cdot k = 11687 \cdot 3 = 35061, \text{ Н}.$$

Диаметр и тип каната подбираем по справочнику, в зависимости от разрывного усилия, для данного случая подходит канат: 9-Г-В-Л-Н-1570 ГОСТ 3070-88; $[P]=44050\text{Н}$. Находим диаметр обводных блоков по формуле (3.3):

$$D_{\text{бл}} = d_k \cdot e = 9 \cdot 18 = 162 \text{ , мм.}$$

Находим тяговое усилие на штоке гидроцилиндра по формуле (3.4):

$$P = S_k \cdot 4 = 11687 \cdot 4 = 46748 \text{ , Н.}$$

Находим диаметр штока:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 44000}{3.14 \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0.02 \text{ , м.}$$

Диаметр гидроцилиндра определяем по формуле (3.7).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{p_n \cdot \pi \cdot \eta} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 44000}{16 \cdot 10^6 \cdot 3.14 \cdot 0.9} + 0.02^2} = 0.0655 \text{ , м.}$$

Окончательный диаметр гидроцилиндра принимаем из стандартного ряда значений равным 0,07м.

Скорость движения поршня находим из формулы (3.8):

$$V_{\text{п}} = \frac{L}{t_{\text{px}}} = \frac{1.8}{40} = 0.045 \text{ , м/с.}$$

Объем заполняемой полости цилиндра, для нашего случая находится по формуле (3.10):

$$V = (F_{\text{п}} - F_{\text{ш}}) \cdot L = (0.0038 - 0.000314) \cdot 1.8 = 0.0063 \text{ , м}^3.$$

$$\text{Площадь поршня равна: } F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.07^2}{4} = 0.0038 \text{ , м}^2.$$

$$\text{Площадь штока равна: } F_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.020^2}{4} = 0.000314 \text{ , м}^2.$$

Максимальный расход жидкости находим по формуле (3.13):

$$Q = (F_{\text{п}} - F_{\text{ш}}) \cdot V_{\text{п}} = (0.0038 - 0.000314) \cdot 0.045 = 0.000157, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Так как требуемый средний расход жидкости равен максимальному расходу, то:

$$Q_c = Q = 0.000157, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность привода находим по формуле (3.14):

$$N = \frac{P_n \cdot Q}{\eta} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 0,000157}{0,9} = 2791, \text{ Вт}.$$

Диаметр сечения трубопровода (условный проход трубопровода) находим по формуле (2.9):

$$d_T = 0,46 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\omega}} = 0,46 \cdot \sqrt{\frac{0,000157}{6}} = 0,00235, \text{ м}.$$

Из стандартного ряда значений подбираем ближайшее, равное 2,5 мм.

Рассчитываем ось обводного блока подъемника на срез и смятие.

Условие прочности при срезе сводится к определению минимального диаметра пальца, который выдерживал бы заданную нагрузку и не подвергался срезу. Преобразовывая формулы 3.15 и 11.16, получим формулу для расчета необходимого диаметра пальца (3.17):

$$d = \sqrt{\frac{S_K \cdot 2}{\pi \cdot [\tau_{CP}]}} = \sqrt{\frac{11687 \cdot 2}{3.14 \cdot 85 \cdot 10^6}} = 0.00936, \text{ м}.$$

Окончательно принимаем диаметр пальца равным 10 мм.

Условие прочности при смятии пальца, также сводится к определению минимального диаметра пальца, который выдерживал заданную нагрузку и не подвергался смятию.

Если при расчете уже задан диаметр пальца, то условие прочности определяется по формуле (3.18). При подборе необходимого диаметра пальца, нужно воспользоваться формулой (3.20):

$$d = \frac{S_K}{2 \cdot t \cdot [\sigma_{CM}]} = \frac{11687}{2 \cdot 0.003 \cdot 210 \cdot 10^6} = 0.00927, \text{ м}.$$

Окончательно принимаем диаметр пальца равным 10 мм.

3.5 Порядок выполнения работы

- Выбрать вариант для выполнения работы из перечня, приведенного в пункте 3.6.

- Изучить методику расчета пневмопривода на примере, приведенном в данном методическом указании.

- Рассчитать все необходимые параметры в соответствии с примером, приведенном в пункте 2.3.
- Составить отчет о проделанной работе и представить его к защите.

3.6 Содержание отчета

- Ф.И.О. студента, группа, дата выполнения.
- Название и цель работы.
- Исходные данные для расчетов.
- Расчеты по образцу, показанному в примере.
- Выводы.

3.7 Варианты заданий

Таблица 3.3 – Данные для расчета

№ варианта	Грузоподъемность Подъемника, Н	Высота подъема, м	Время подъема, с	Давление в магистрале, МПа
0	25000	1,8	35	6,3
1	30000	1,9	40	6,3
2	35000	1,8	30	10
3	40000	2,0	60	10
4	45000	1,7	40	6,3
5	50000	1,7	50	16
6	55000	1,8	70	16
7	25000	1,9	50	6,3
8	30000	2,0	65	10
9	35000	1,7	60	6,3
Вес платформы подъемника принять 4000 Н				

3.8 Контрольные вопросы

- 3.6.1 Сравнительная характеристика пневмо- и гидроприводов.
- 3.6.2 Кинематическая и динамическая характеристика гидропривода.
- 3.6.3 Какие основные элементы входят в гидравлический привод?
- 3.6.4 Способы торможение поршня в конце хода.
- 3.6.5 Какими устройствами обеспечиваете скорость поднимания и опускания оборудования?
- 3.6.6 Методика расчета гидропривода, расчет диаметра цилиндра, расчет штока на устойчивость.
- 3.6.7 Обеспечение безопасности и надежности работы оборудования с гидравлическим приводом.
- 3.6.8 Область применения гидравлического привода в гаражном и диагностическом оборудовании.
- 3.6.9 Каким образом осуществляется объемное и дроссельное регулирования жидкости, подаваемой к рабочему органу, в гидравлическом оборудовании?
- 3.6.10 Насосы какого типа применяются в конструкциях гидрооборудования?