

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 13.03.2023 10:45:42  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

## МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)

Кафедра технологии материалов и транспорта



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе  
О.Г. Локтионова

» 23 \_\_\_\_\_ 2021 г.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Методические указания по выполнению лабораторных работ для  
студентов специальности 23.05.01 Наземные транспортно-  
технологические средства

Курск 2021

УДК 656.1

Составитель Е.В. Агеев

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *А.Ю. Алтухов*

**Проектирование предприятий автомобильного транспорта:**  
Методические указания по выполнению лабораторных работ для студентов специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. Е.В. Агеев. Курск, 2021, 42 с.

Содержат общие указания к лабораторным занятиям по дисциплине «Проектирование предприятий автомобильного транспорта», описание конструкции и принципа действия подъёмника четырёхстоечного, технические характеристики, расчет силовых механизмов и привода, а также расчет наиболее нагруженных элементов конструкции на прочность, описание по охране труда при работе на данном оборудовании, правила его эксплуатации и технического обслуживания.

Предназначены для студентов очной и заочной форм обучения специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. Уч.-изд.л Тираж 50 экз. Заказ. Бесплатно

Юго–Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	4
<b>ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ЗАНЯТИЯМ</b>	5
<b>Лабораторная работа №1.</b> Назначение, конструкция и принцип действия подъёмника	6
<b>Лабораторная работа № 2.</b> Методика проектирования и расчета силовых механизмов и привода электромеханического четырёхстоечного подъёмника	8
<b>Лабораторная работа №3.</b> Расчёт цепной передачи	15
<b>Лабораторная работа № 4.</b> Расчет наиболее нагруженных элементов на прочность	19
<b>Лабораторная работа № 5.</b> Эксплуатация, техническое обслуживание и правила техники безопасности при работе с подъёмником	25
<b>ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ</b>	28
<b>ЛИТЕРАТУРА</b>	31
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А – Пример проектирования и расчета силовых механизмов и привода электромеханического четырёхстоечного подъёмника</b>	32

## **ВВЕДЕНИЕ**

В процессе эксплуатации автомобиля его рабочие свойства постепенно ухудшаются из-за изнашивания деталей, а также коррозии и усталости материала, из которого они изготовлены. В автомобиле появляются отказы и неисправности, которые устраняются при техническом обслуживании и ремонте. Техническое обслуживание и ремонт требуют поднятия автомобиля на определенный уровень, которое может быть достигнуто с помощью стационарного четырехстоечного подъемника с электромеханическим приводом.

Четырехстоечные подъемники обладают рядом преимуществ: имеют универсальное применение, в том числе, для работы со стендами «развал-схождение» и для общесервисных работ, грузоподъемность таких подъемников выше чем у двухстоечных.

Выполнены они в виде платформ, на которые заезжает автомобиль, соединенных между собой поперечными балками. В поднятом положении подъездные уклоны служат роль противооткатных упоров. В зависимости от предназначения изготавливают гладкие или с выемками для поворотных кругов. Для СТО развал - схождения необходимо комплектовать четырехстоечный подъемник передвижной траверсой, которая освобождает колеса.

## ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ЗАНЯТИЯМ

Лабораторные работы состоят из нескольких заданий. Вариант задания (исходные данные) выбираются студентом из таблицы 1 в соответствии с порядковым номером в журнале преподавателя.

Каждый студент выполняет лабораторную работу в соответствии с индивидуальным заданием, используя данные методические указания, учебники, учебные пособия, справочники, ГОСТы и др.

Отчет по лабораторным работам должен быть представлен в сброшюрованном виде на листах формата А4 (210х297). Он должен содержать следующие основные элементы: вариант исходных данных; методику решения задания, решение и выводы; список использованных источников. Изложение лабораторной работы должно быть кратким, логичным, четким, призванным дать обоснование принятым решениям. Сокращение слов в тексте не допускается. Значение символов и числовых коэффициентов, входящих в формулы, должны быть приведены непосредственно под формулой.

Отчет по лабораторным работам может быть выполнен с использованием персонального компьютера.

## Лабораторная работа №1.

### Назначение, конструкция и принцип действия подъёмника

Автомобильный подъёмник для сервисного обслуживания (рис.1), является универсальным устройством, позволяющим выполнять работы, связанные с сервисным обслуживанием. С применением подъёмника можно выполнять операции по обслуживанию автомобилей, полный собственный вес которых не превышает максимальной грузоподъемности. Благодаря добавочному оборудованию подъёмника автомобиль можно обслуживать на двух уровнях.

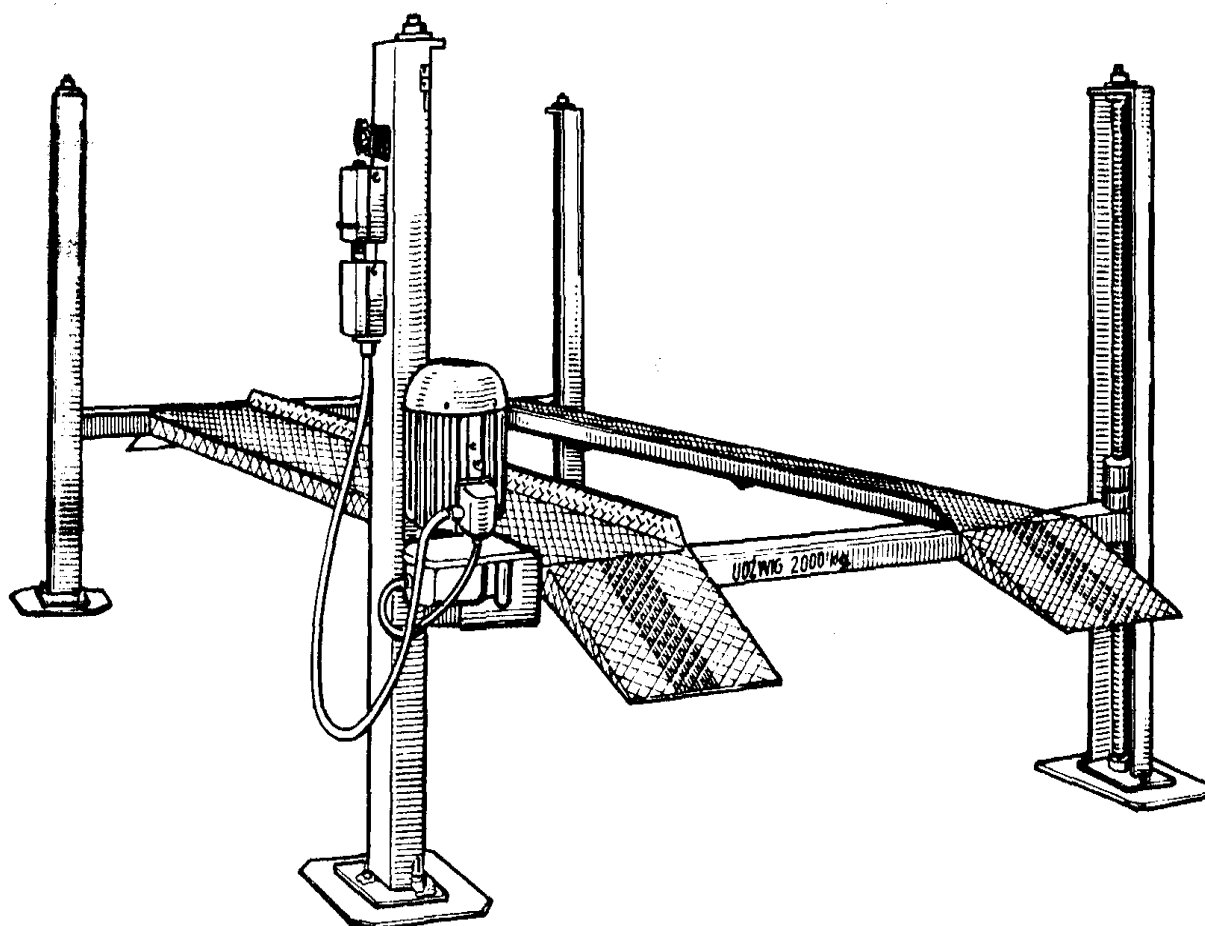


Рисунок 1 – Автомобильный электромеханический четырёхстоечный подъёмник для сервисного обслуживания

Конструктивные свойства домкрата позволяют эксплуатировать его в климатических зонах N, TA и TH – при условии применения соответствующих защитных покрытий и электроизоляционных материалов, что подтверждено в контрольном сертификате подъемника.

Автомобильный подъемник для сервисного обслуживания состоит из следующих основных систем:

- несущей системы;
- приводной системы (механизма силовой передачи);
- электрической системы управления приводом.

В состав несущей системы входят: колонны со встроенными несущими болтами (4 шт.), поперечные балки (2 шт.) и продольные наездные балки (2 шт.). Продольная балка жестко прикреплена к поперечным балкам и в ней пропущена приводная цепь.

Правая продольная балка является передвижной, что позволяет изменять расстояние между наездными балками в соответствии с передней колеей обслуживаемого автомобиля, что делает его универсальным.

Механизм силовой передачи состоит из узла электродвигатель – коробка передач, который посредством замкнутого контура цепи передает привод четырем гайкам главных несущих болтов. Гайки, вращаясь по неподвижным несущим болтам, вызывают вертикальное движение продольных наездных балок подъемника.

Электрическая система управления приводом состоит из кнопок управления движениями: «вверх», «стоп», «вниз», двух контакторов и концевых выключателей «вверх» и «вниз».

Концевые выключатели служат для автоматического задерживания (остановки) подъемника в крайних положениях.

## Лабораторная работа № 2.

### Методика проектирования и расчета силовых механизмов и привода электромеханического четырёхстоечного подъёмника

Расчет электромеханического четырёхстоечного подъёмника будет производиться по методике изложенной в [1].

На рисунке 2 представлена кинематическая схема рассчитываемого подъёмника.

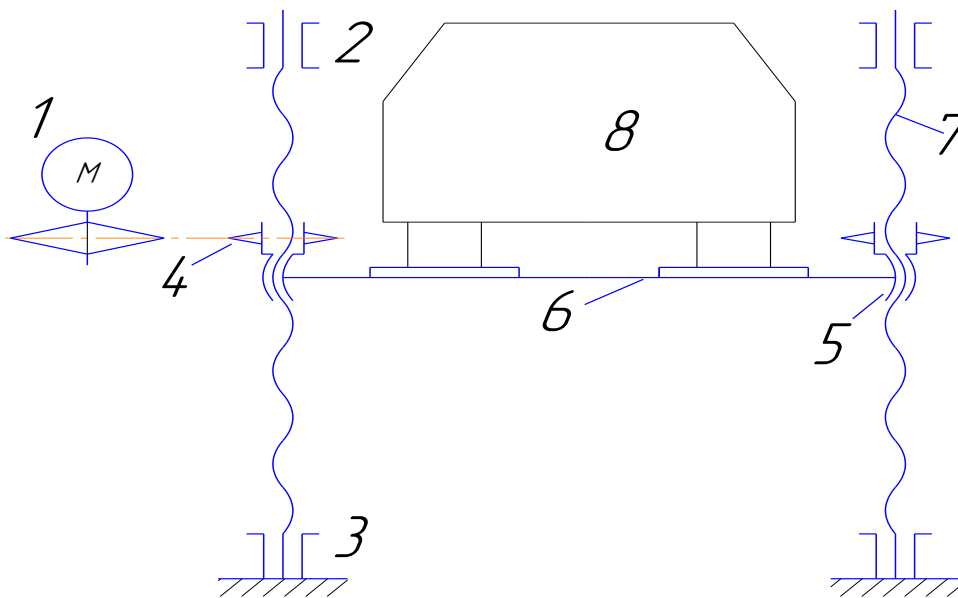


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема (1 – электродвигатель; 2,3 – опоры болта; 4 – цепная передача; 5 – гайка; 6 – подъемная часть; 7 – болт; 8 – поднимаемый автомобиль)



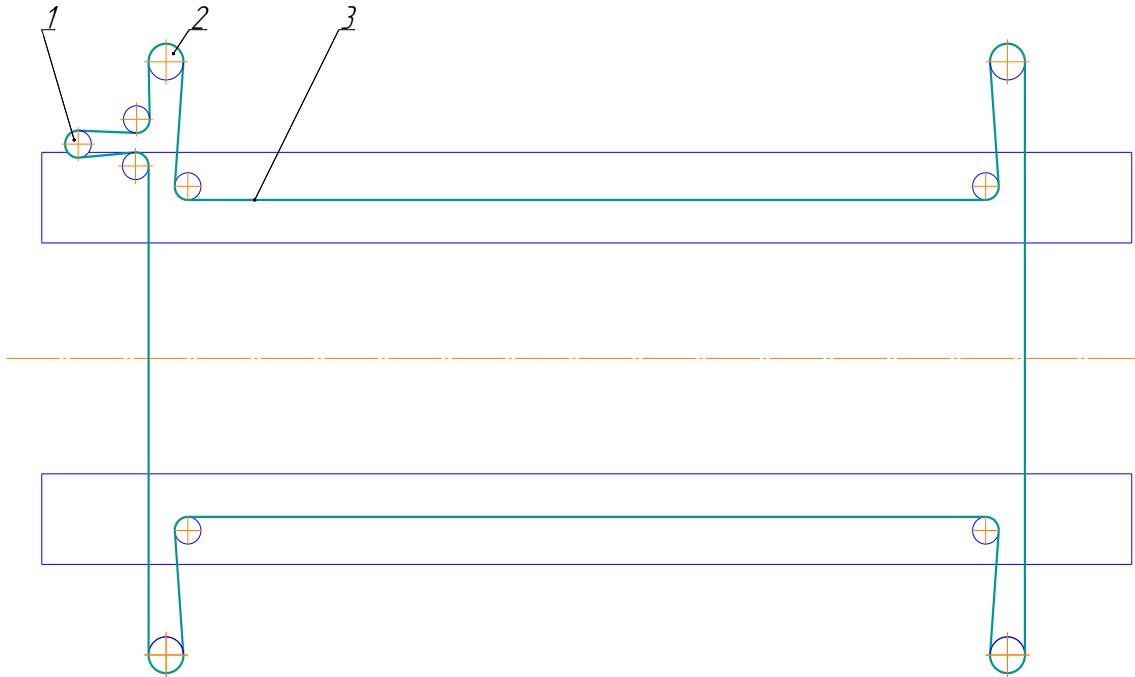


Рисунок 3 – Схема передачи движения на ходовые гайки  
(1– электродвигатель; 2 – ходовая гайка; 3 – цепь)

Вес поднимаемого груза определяется по формуле 1, Н:

$$G_{НОМ} = m \cdot g; \quad (1)$$

где  $m$  – это масса поднимаемого груза, кг.

Максимальное значение расчетной силы определяется по формуле 2, Н:

$$G_{МАХ} = k \cdot G_{НОМ}; \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент перегрузки, для механизмов равен 1,1.

Нагрузка на ходовую гайку определяется по формуле 3, Н:

$$F_a = \frac{G_{МАХ}}{i}; \quad (3)$$

где  $i$  – число гаек.

Перед нахождением диаметра резьбы предварительно выберем профиль резьбы. Тип резьбы в передачах скольжения выбирают в зависимости от требований к КПД, точности перемещений и технологичности. С целью повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения.

Упорные резьбы применяют при больших осевых нагрузках, действующих в одном направлении. Требования к упорной резьбе установлены ГОСТ 10177 -82 (таблица 1).

Метрическую (треугольную) резьбу используют в передачах приборов и измерительных машин, где требуются малые перемещения с высокой точностью, и КПД не имеет существенного значения. Требования к метрической резьбе установлены ГОСТ 9150 - 81 (профиль), ГОСТ 8724 - 81 (диаметры и шаги), ГОСТ 16093 - 81 (точность), ГОСТ 24705 - 81 (основные размеры) - (приложение 3).

Прямоугольная резьба не стандартизована, имеет минимальные потери на трение и меньшее влияние радиальных биений винта на точность перемещений. Однако эта резьба не технологична, так как окончательную обработку невозможно осуществить фрезерованием и шлифованием.

Для передачи скольжения при двустороннем направлении нагрузки основной является трапецеидальная резьба. Требования к трапецеидальной резьбе установлены ГОСТ 9484 - 81 (профиль), ГОСТ 24738 - 81 (диаметры и шаги однозаходной резьбы), ГОСТ 24739-81 (диаметры, шаги и ходы многозаходной резьбы), ГОСТ 24737 - 81 (основные размеры однозаходной резьбы) - (приложение 1).

Трапецеидальная резьба в основном диапазоне диаметров бывает мелкая, средняя и крупная. В передачах применяют в основном среднюю резьбу. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, например в микрометрах, крупную – когда передача плохо защищена от пыли и грязи и подвержена износу. Для повышения скорости перемещения применяются многозаходные резьбы.

В нашем случае резьба будет трапецеидальная однозаходная. Кроме этого, когда заранее неизвестны высота гайки  $H_r$  и высота профиля резьбы  $h$ , вводят соответствующие коэффициенты  $\psi_H = \frac{H_r}{d_2}$  и  $\psi_h = \frac{h}{P}$ .

Таблица 1 – Двигатели трехфазные асинхронные

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
4A71B2Y3	1,1	3000	АИР80А4	1,1	1500
4A80А4У3	1,1	1500	АИР71В2	1,1	3000
4A80В6У3	1,1	1000	АИР80В6	1,1	1000
4A90LB8Y3	1,1	750	АИР80А2	1,5	3000
4A80А2У3	1,5	3000	АИР80В4	1,5	1500
4A80В4У3	1,5	1500	АНР90L6	1,5	1000
4A90Б6У3	1.5	1000	АИР80В2	2.2	3000
4A100Б8У3	1.5	750	АНР90L4	2.2	1500
4A80В2У3	2.2	3000	АИР100 L6	2.2	1000
4A90Б4У3	2.2	1500	АНР90L2	3.0	3000
4A100Б6У3	2.2	1000	АИР100S4	3.0	1500
4A112МА8У3	2.2	750	АИР112МА6	3.0	1000
4A90Б2У3	3.0	3000	АИРХ112МА6	3.0	1000
4A100S4y3	3.0	1500	АИР100 L4	4.0	1500
4A112МА6У3	3.0	1000	АИР112МВ6	4.0	1000
4A112МВ8У3	3.0	750	АИРХ112МВ6	4.0	1000
4A100Б4У3	4.0	1500	АИР132М8	4.0	750
4A100S2y3	4.0	3000	АМР100S2	4.0	3000
4A112МВ6У3	4.0	1000	АНР132S8	4.0	750
4A132S8B3	4.0	750	АИ РХ132S8	4.0	750
4A100L2Y3	5.5	3000	АИР100 L2	5.5	3000
4A112М4У3	5.5	1500	АИР112М4	5.5	1500
4A132М8У3	5.5	750	АИРХ112М4	5.5	1500
4A132S6Y3	5.5	1000	АИРХ132М8	5.5	750
4A112М2У3	7,5	3000	АНР132S6	5.5	1000
4A132М6У3	7,5	1000	АИ РХ132S6	5.5	1000
4A132S4V3	7,5	1500	АИР112М2	7,5	3000
4A160S8Y3	7,5	750	АИРХ112М2	7,5	3000
4A132М2У3	11.0	3000	ИАР132М6	7,5	1000
4A132М4У3	11.0	1500	АИРХ132 М6	7,5	1000
4A160М8У3	11.0	750	АИР132S4	11.0	1500
4A160S6y3	11.0	1000	АНР160S6	11.0	1000
4A160М6У3	15.0	1000	АНРХ160S6	11.0	1000

Тогда средний диаметр резьбы определяется по формуле 4, мм:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{(\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p])}}; \quad (4)$$

где  $\psi_H = 1,5$ , так как гайка цельная;  
 $\psi_h = 0,5$ , так как резьба трапецеидальная;  
 $[p]$  – допустимое давление в резьбе,  $[p] = 4 \dots 6$  МПа (сталь по серому чугуну).

Значение среднего диаметра принимаем после расчета винта на устойчивость, проведенного в разделе 3. По среднему диаметру определяем все остальные параметры резьбы (см. рисунок 4).

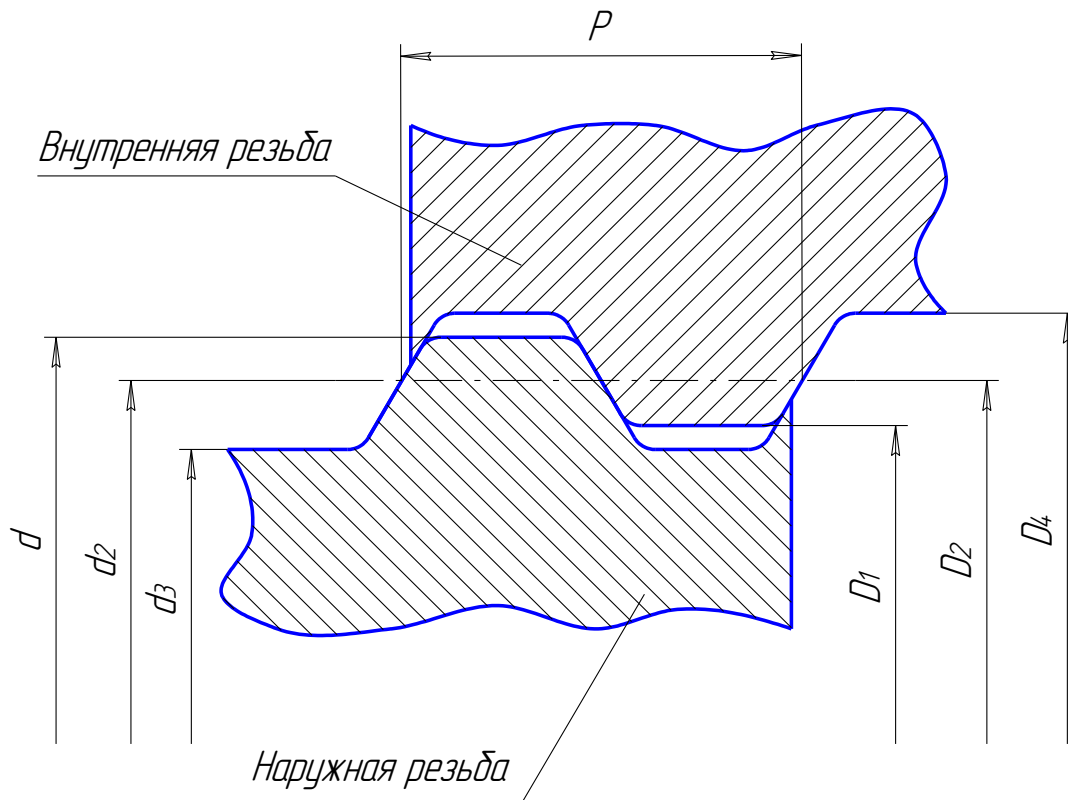


Рисунок 4 – Номинальные профили резьбы болта и гайки трапецеидальной однозаходной резьбы ( $d$  – наружный диаметр наружной резьбы (болта);  $d_2$  – средний диаметр наружной резьбы;  $d_3$  – внутренний диаметр наружной резьбы;  $D_1$  – внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки);  $D_2$  – средний диаметр внутренней резьбы;  $D_4$  – наружный диаметр внутренней резьбы)

КПД передачи болт-гайка определяется в зависимости от назначения передачи. В нашем случае вращательное движение преобразовывается в поступательное и определяется по формуле 5:

$$\eta = \varphi \cdot \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho')}; \quad (5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент учитывающий потери мощности на трение в опорах,  $\varphi = 0,8 \dots 0,95$ ; принимаем  $\varphi = 0,9$ ;

$\psi$  – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру резьбы, градус;

$\rho'$  – приведенный угол трения, градус.

Приведенный угол трения вычисляется по формуле 6, градус:

$$\rho' = arctg(f^l); \quad (6)$$

где  $f^l$  – приведенный коэффициент трения.

Приведенный коэффициент трения можно определить следующим образом по формуле 7:

$$f^l = \frac{f}{(\cos(\alpha/2))}; \quad (7)$$

где  $f$  = коэффициент трения,  $f = 0,1$ ;

$\alpha$  – угол профиля трапецеидальной резьбы,  $\alpha = 30^0$ .

Тогда, подставив полученное значение в формулу приведенного угла трения, получим:

Теперь найдем угол подъема винтовой линии по среднему диаметру по формуле 8:

$$\psi = arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right); \quad (8)$$

где  $P$  – шаг резьбы, мм;

$d_2$  – средний диаметр наружной резьбы (болта), мм.

Время подъема и определяется по формуле 9, с:

$$t = \frac{H}{v}; \quad (9)$$

где  $H$  – высота подъема, м;  $v$  – скорость подъема, 2м/мин = 0,033 м/с.

Мощность на ведущем звене при известных значениях осевой силы  $F_a$  (Н) и скорости поступательного движения  $v$  (м/с) выходного (ведомого) звена определяется по формуле 10, Вт:

$$P = \frac{F_a \cdot v}{\eta}; \quad (10)$$

Мощность на всех ходовых гайках определяется по формуле 11, Вт:

$$P_{\text{общ}} = P \cdot i; \quad (11)$$

где  $i$  – число ходовых гаек,  $i = 4$ .

Требуемая мощность электродвигателя с учетом цепной передачи определяется по формуле 12, Вт:

$$P_{\text{ТР}} = \frac{P_{\text{общ}}}{\eta_{\text{ЦЕП}}}; \quad (12)$$

где  $\eta_{\text{ЦЕП}}$  – КПД цепной передачи,  $\eta_{\text{ЦЕП}} = 0,95$ .

Частоту вращения определяют по формуле 13, мин<sup>-1</sup>:

$$n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{P \cdot n_p}; \quad (13)$$

где  $P$  – шаг резьбы, мм;

$n_p$  – число заходов резьбы,  $n_p = 1$ .

### Лабораторная работа №3.

#### Расчёт цепной передачи

Требуемое передаточное число определяется по формуле 14:

$$u = \frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{ГАЙКИ}}}; \quad (14)$$

где  $n_{\text{Э}}$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\text{ГАЙКИ}}$  – частота вращения гайки,  $\text{мин}^{-1}$ .

Число зубьев ведущей звездочки определяется по формуле 15:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u; \quad (15)$$

Принимаем число зубьев ведущей звездочки  $z_1 = 27$ .

Число зубьев ведомой звездочки определяется по формуле 16:

$$z_2 = z_1 \cdot u; \quad (16)$$

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу зубьев и шарниров. С учетом этих рекомендаций принимаем  $z_2 = 31$ .

Фактическое передаточное число определяется по формуле 17:

$$u_{\text{Ф}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad (17)$$

Проверим отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$  по формуле 18, %:

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{Ф}} - u|}{u} \cdot 100 \leq 4 \%; \quad (18)$$

### Определение коэффициента эксплуатации $K_э$ .

Коэффициент эксплуатации  $K_э$  определяется по формуле 19:

$$K_э = K_д \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{РЕГ} \cdot K_C \cdot K_{РЕЖ}; \quad (19)$$

где  $K_д$  — коэффициент динамической нагрузки,  $K_д = 1,3$  (нагрузка переменная);

$K_a$  — коэффициент межосевого расстояния,  $K_a = 1$  (для  $a = (30 \dots 50) \cdot p_ц$ );

$K_H$  — коэффициент наклона передачи к горизонту,  $K_H = 1$  (передача горизонтальная);

$K_{РЕГ}$  — коэффициент способа натяжения цепи,  $K_{РЕГ} = 1,25$  (натяжение цепи не регулируется);

$K_C$  — коэффициент смазки и загрязнения передачи,  $K_C = 1,3$  [производство запыленное, качество смазки-[[[ (удовлетворительная)]];

$K_{РЕЖ}$  — коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток  $K_{РЕЖ} = 1,25$  (работа в две смены).

### Определение коэффициентов $K_Z$ и $K_n$ .

Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается только  $z_{01} = 25$ . Коэффициент числа зубьев определяется по формуле 20:

$$K_Z = \frac{z_{01}}{z_1}; \quad (20)$$

Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи  $n_1 = 720 \text{ мин}^{-1}$ . Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи  $n_{01} = 800 \text{ мин}^{-1}$ . Коэффициент частоты вращения определяется по формуле 21:



$$k_n = \frac{n_{o1}}{n_1}; \quad (21)$$

### Выбор цепи.

Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью определяется по формуле 22, кВт:

$$P_p = P_3 \cdot k_3 \cdot k_z \cdot k_n; \quad (22)$$

Делительные диаметры звездочек определяется по формулам 23 и 24, мм:

$$d_{\partial 1} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180}{z_1}}; \quad (23)$$

$$d_{\partial 2} = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180}{z_2}}; \quad (24)$$

Скорость цепи определяется по формуле 25, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{\partial 1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad (25)$$

При скорости цепи равной 8,85 м/с назначаем для цепи смазку в масляной ванне (качество[[]]).

### Силы в цепной передаче.

Окружная сила определяется по формуле 26, Н:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_3}{v}; \quad (26)$$

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви определяется по формуле 27, Н:

$$F_q = \kappa_f \cdot a \cdot q \cdot g; \quad (27)$$

где  $\kappa_f$  – коэффициент провисания цепи; при горизонтальном ее расположении  $\kappa_f = 6$ ;

$q$  – масса 1 м цепи,  $q = 2,6$  кг/м.

Натяжение цепи от центробежных сил определяется по формуле 28, Н:

$$F_v = q \cdot v^2. \quad (28)$$

Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи по формуле 29:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot \kappa_d + F_q + F_v}; \quad (29)$$

Вращающий момент  $T_p$ , приложенный к ведущему звену определяется по формуле 30, Н·м:

$$T_p = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho^l) \cdot d_2}{2}; \quad (30)$$

## Лабораторная работа № 4. Расчет наиболее нагруженных элементов на прочность

Наиболее нагруженным элементом конструкции являются ходовые гайки, поэтому расчет проводим для них.

### Выбор материала и термообработки

Для гайки материал выбираем серый чугун СЧ 10 по ГОСТ 1412-85. Временное сопротивление при растяжении и марку чугуна в литом состоянии или после термической обработки берем из таблицы 2.

Данные о временном сопротивлении при растяжении и твердости в стенках отливки различного сечения различных марок чугуна берем из таблицы 3.

Таблица 2 – Временное сопротивление при растяжении марок чугуна

Марка чугуна	Марка чугуна по СТ СЭВ 4560-84	Временное сопротивление при растяжении $\sigma_B$ , МПа (кгс/мм <sup>2</sup> ), не менее
СЧ10	31110	100
СЧ15	31115	150
СЧ18	–	180
СЧ20	31120	200
СЧ21	–	210
СЧ24	–	240
СЧ25	31125	250
СЧ30	31130	300
СЧ35	31135	350

Таблица 3 – Ориентировочные данные о временном сопротивлении при растяжении и твердости в стенках отливки различного сечения

Марка чугуна	Толщина стенки отливки, мм						
	4	8	15	30	50	80	150
<b>Временное сопротивление при растяжении, МПа, не менее</b>							
СЧ10	140	120	100	80	75	70	65
СЧ15	220	180	150	110	105	90	80
СЧ20	270	220	200	160	140	130	120
СЧ25	310	270	250	210	180	165	150
СЧ30	-	330	300	260	220	195	180
СЧ35	-	380	350	310	260	225	205
<b>Твердость НВ, не более</b>							
СЧ10	205	200	190	185	156	149	120
СЧ15	241	224	210	201	163	156	130
СЧ20	255	240	230	216	170	163	143
СЧ25	260	255	245	238	187	170	156
СЧ30	-	270	260	250	197	187	163
СЧ35	-	290	275	270	229	201	179

Материал болта – сталь выбираем по таблице 3 (ГОСТ 4543-2016).

Таблица 3 – Механические свойства стального проката при нормальной температуре

Марка стали	Термообработка				Отпуск	Предел текучести $\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )	Временное сопротивление $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )	Относительное удлинение $\delta_5$ , %	Относительное сужение $\psi$ , %	Ударная вязкость КСЧ, Дж/см <sup>2</sup> (кгс·м/см <sup>2</sup> )	Размер сечения заготовок для термической обработки (диаметр круга или сторона квадрата), мм
	Закалка		Среды охлаждения								
	1-й закалки или нормализации	2-й закалки	Среды охлаждения	Среды охлаждения							
		Температура, °С	Температура, °С	Среды охлаждения	Среды охлаждения	не менее					
15Х	880	770-820	Вода или масло	Воздух или масло	180	490 (50)	690 (70)	12	45	69 (7)	15
15ХА	880	770-820	Вода или масло	Воздух или масло	180	635 (65)	780 (80)	11	40	59 (6)	15
20Х	880	770-820	Вода или масло	Воздух или масло	180	685 (70)	880 (90)	12	45	69 (7)	25
30Х	860	-	Масло	Воздух	500	1275 (130)	1570 (160)	9	40	49 (5)	-
30ХРА	900	воздух	Масло	Воздух	200	735 (75)	910 (93)	11	45	69 (7)	25
35Х	860	-	Масло	Воздух или масло	500	785 (80)	930 (95)	12	50	88 (9)	25
38ХА	860	-	Масло	Воздух или масло	550	785 (80)	980 (100)	10	45	59 (6)	25
40Х	860	-	Масло	Воздух или масло	500	835 (85)	1030 (105)	9	45	49 (5)	25
45Х	840	-	Масло	Воздух или масло	520	885 (90)	1080 (110)	9	40	39 (4)	25
50Х	830	-	Масло	Воздух или масло	520	245 (25)	410 (42)	26	55	-	25
15Г	880	-	Воздух	Воздух	-	275 (28)	450 (46)	24	50	-	25
20Г	880	-	Воздух	Воздух	-	295 (30)	490 (50)	22	50	88 (9)	25
25Г	880	-	Воздух	Воздух	560	315 (32)	540 (55)	20	45	78 (8)	25
30Г	860	-	Воздух	Воздух	600	335 (34)	560 (57)	18	45	69 (7)	25
35Г	860	-	Воздух	Воздух	600	355 (36)	590 (60)	17	45	59 (6)	25
40Г, 40ГР	860	-	Воздух	Воздух	600	375 (38)	620 (63)	15	40	49 (5)	25
45Г	850	-	Масло или воздух	Воздух	600	390 (40)	650 (66)	13	40	39 (4)	25
50Г	850	-	Масло или воздух	Воздух	600	1) 375 (38)	620 (63)	15	40	-	25

### Проектный расчет гайки

Высота гайки  $H_{\Gamma}$  определяется по формуле 31, мм:

$$H_{\Gamma} = \psi_H \cdot d_2; \quad (31)$$

Рабочая высота профиля резьбы  $h$  определяется по формуле 32, мм:

$$h = \psi_H \cdot P. \quad (32)$$

Число витков в гайке определяется по формуле 33:

$$z = \frac{H_{\Gamma}}{P}; \quad (33)$$

Наружный диаметр гайки определяется по формуле 34, мм:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma_P]} + d_{\text{отв}}^2}; \quad (34)$$

где  $F_P$  – расчетная сила с учетом действия растяжения и кручения. Н;

$d_{\text{отв}}$  – наружный диаметр резьбы,  $d_{\text{отв}} = D_4 = 40,5$  мм;

$[\sigma_P]$  – допустимое напряжение растяжения, для чугуна  $[\sigma_P] = 20 \dots 24$  МПа.

Для трапецеидальной резьбы  $F_P$  будет рассчитываться по формуле 35, Н:

$$F_P = 1,25 \cdot F_a; \quad (35)$$

Наружный диаметр гайки с учетом фланца рассчитываться по формуле 36, мм:

$$D_L \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_{\text{сМ}}]} + D^2}; \quad (36)$$

где  $[\sigma_{см}]$  – допустимое напряжение смятия,  $[\sigma_{см}] = 42 \dots 55$  МПа.

### Среднее давление в резьбе

Основным критерием работоспособности передач с трением скольжения является износостойкость, оцениваемая по значению среднего давления в резьбе рассчитываться по формуле 37, МПа:

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [p]; \quad (37)$$

где  $[p]$  – допустимое среднее давление в резьбе, так как материал гайки и, следовательно, резьбы серый чугун, то  $[p] = 4 \dots 6$  МПа.

### Проверка винта на устойчивость

Тело винта проверяют на устойчивость по условию по формуле 38 и 39:

$$n_y = \frac{F_{акр}}{F_a} \geq [n_y]; \quad (38)$$

где  $F_{акр}$  – критическая осевая сила, Н;

$[n_y]$  – допустимый коэффициент запаса устойчивости,  $[n_y] \geq 4$ .

$$F_{акр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2}; \quad (39)$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта, для стали  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;

$I$  – момент инерции поперечного сечения винта, мм<sup>4</sup>;

$l$  – длина винта, мм,;

$\mu$  – коэффициент длины,  $\mu = 0,707$  – для одного зашце́млённого конца винта и второго конца в шарнирной опоре, который может смещаться в осевом направлении.

Момент инерции поперечного сечения определяется по формуле 40, мм<sup>4</sup>:

$$I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}. \quad (40)$$

Длина винта определяется по формуле 41, мм

$$I = H + H_{\Gamma}; \quad (41)$$

где  $H$  – высота подъема, мм;

$H_{\Gamma}$  – высота гайки, мм.

### Составление расчетной схемы

На гайку действуют осевая сила  $F_a$  и вращающий момент  $T_p$ . Расчетная схема изображена на рисунке 3.1.

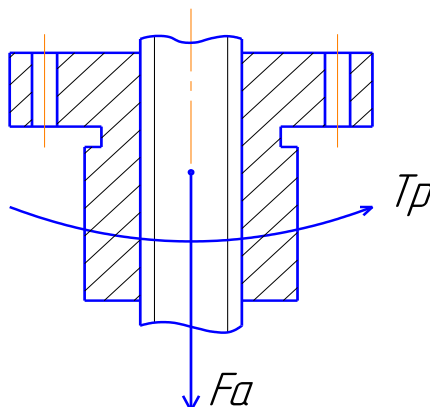


Рисунок 5 – Расчетная схема ходовой гайки



## **Лабораторная работа № 5.**

### **Эксплуатация, техническое обслуживание и правила техники безопасности при работе с подъемником**

#### **1 Требования техники безопасности**

К работе на подъемнике допускаются лица, изучившие инструкцию по эксплуатации, прошедшие инструктаж по технике безопасности и ознакомленные с особенностями его работы и эксплуатации.

Подъемник должен быть закреплен за лицом, ответственным за его эксплуатацию.

До начала эксплуатации нового подъемника потребитель должен провести полное освидетельствование подъемника в соответствии с требованиями техники безопасности. В дальнейшем ежегодно должно проводиться полное переосвидетельствование подъемника.

Статистические испытания производить под нагрузкой 3125 кгс в течении 10мин, при поднятом грузе на высоту 100...200 мм.

Динамические испытания производить путем двукратного подъема на максимальную высоту груза массой 2750 кг.

В общем случае статические испытания проводятся при нагрузке, превышающей на 25% номинальную грузоподъемность, а динамические испытания – при нагрузке, превышающей на 10% номинальную грузоподъемность.

Электродвигатели, электрическая система управления приводом и стойки подъемника должны быть надежно заземлены в соответствии с правилами техники безопасности электрических установок.

Запрещается находиться в автомобиле, под ним или в зоне его возможного падения во время подъема или опускания. Запрещается использовать подъемник не по назначению. Запрещается производить какие-либо работы с подъемником и его механизмом управления при поднятом автомобиле, во время подъема или опускания.

После незначительного подъема автомобиля необходимо убедиться в правильном и устойчивом положении автомобиля. В слу-

чае возникновения какой-либо опасности при подъеме или опускании автомобиля - немедленно остановить подъемник, Ежемесячно производить проверку и подтяжку всех резьбовых соединений.

Запрещается производить подъем автомобиля с работающим двигателем.

## **2 Эксплуатация подъемника**

Правильный уход и эксплуатация подъемника являются залогом его безотказной и безаварийной работы. Перед подъемом автомобиля следует проверить исправность работы подъемника и, в частности, работоспособность электрической системы управления привода.

Заезжая на подъемник, обеспечьте симметричное расположение автомобиля относительно продольной оси подъемника.

Зафиксируйте автомобиль на подъемнике так, чтоб он не мог сдвинуться с места.

Осуществите подъем автомобиля на 100...200 мм нажатием соответствующей кнопки пульта управления. Убедитесь в устойчивом положении автомобиля на подъемнике, после чего можно продолжить подъем на полную высоту. Выполните опускание автомобиля нажатием соответствующей кнопки пульта управления. Осуществите съезд автомобиля с подъемника.

## **3 Техническое обслуживание**

Ежедневно проверять наличие смазки на винтах и четкую работу концевых выключателей.

Не реже одного раза в месяц проверять устойчивость положения опорной рамы на площадке, надежность крепления к ней колонн подъемника. Ослабленные соединения подтянуть.

До начала эксплуатации нового подъемника и в дальнейшем каждые двенадцать месяцев проводить испытания подъемника по полной программе в соответствии с требованием настоящего паспорта.

При нормальной работе подъемника не должны наблюдаться раскачивание колонн, повышенные шумы.

Техническое обслуживание и эксплуатация электрооборудования подъемника должны производиться в соответствии с требованиями "Правил технической эксплуатации электроустановок потребителей" и "Правил техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей".

Осмотр, ремонт должны производиться при отключенном напряжении.

## ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Таблица 5 – Варианты четырехстоечных электромеханических подъёмников для самостоятельного решения

Вариант	Модель подъемника	Внешний вид	Технические характеристики	
1	Подъемник П-178Д-04АП		Грузоподъемность, т	3,5
			Время подъема, сек	39
			Время опускания, сек	38
			Высота подъема максимальная, мм	1545
			Высота въезда, мм	200
			Привод, кВт	3 (2×1,5)
			Масса, кг (нетто/брутто)	997/ 1085
			Габариты, мм (Д x Ш x В)	4250 x 1125 x 830
2	Подъемник П-178Е-02		Грузоподъемность, т	5,0
			Время подъема, сек	46
			Время опускания, сек	45
			Высота подъема максимальная, мм	1545
			Высота въезда, мм	200
			Привод, кВт	4,4 (2x2,22)
			Масса, кг (нетто/брутто)	1100/ 1165
			Габариты, мм (Д x Ш x В)	4750 x 1125 x 988

Вариант	Модель подъемника	Внешний вид	Технические характеристики	
3	Подъемник ПЛ-4 по ТЗ		Грузоподъемность, т	4,0
			Время подъема, сек	135
			Время опускания, сек	120
			Высота подъема максимальная, мм	1600
			Высота въезда, мм	300
			Привод, кВт	3 (2×1,5)
			Масса, кг (нетто/брутто)	1700/ 1900
			Габариты, мм (Длина x Ширина x Высота)	6000× 3300× 2100
4	Подъемник ПЛ-5		Грузоподъемность, т	5,0
			Время подъема, сек	175
			Время опускания, сек	160
			Высота подъема максимальная, мм	1600
			Высота въезда, мм	300
			Привод, кВт	6
			Масса, кг (нетто/брутто)	1900/ 2100
			Габариты, мм (Длина x Ширина x Высота)	3100× 1100× 970
5	Подъемник ПЛ-5-30		Грузоподъемность, т	5,0
			Время подъема, сек	175
			Время опускания, сек	160
			Высота подъема максимальная, мм	1600
			Высота въезда, мм	300
			Привод, кВт	6

Вариант	Модель подъемника	Внешний вид	Технические характеристики	
			Габариты, мм (Длина x Ширина x Высота)	5900× 790× 580
6	Подъемник ПЛ-5-30 по ТЗ		Грузоподъемность, т	5,0
			Время подъема, сек	175
			Время опускания, сек	160
			Высота подъема максимальная, мм	1600
			Высота въезда, мм	300
			Привод, кВт	6
			Масса, кг (нетто/брутто)	1920/ 1220
			Габариты, мм (Длина x Ширина x Высота)	5900× 790× 580
7	Подъемник ПЛ-5-30Н		Грузоподъемность, т	3,0
			Время подъема, сек	175
			Время опускания, сек	160
			Высота подъема максимальная, мм	1600
			Высота въезда, мм	300
			Привод, кВт	3 (2×1,5)
			Масса, кг (нетто/брутто)	2065/ 2330
			Габариты, мм (Длина x Ширина x Высота)	7100× 3440× 2100

## ЛИТЕРАТУРА

- 1 Агеев Е. В. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учебное пособие. – Курск: ЮЗГУ, 2012. – 208 с.
- 2 Масуев М. А. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учебное пособие. – М.: Академия, 2007. – 224 с.
- 3 Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / под ред. Е.С. Кузнецова. – М.: Наука, 2004. – 535 с.
- 4 Беднарский В.В. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник издательство – М.: Феникс, 2005. – 457 с.
- 5 Оборудование для автосервиса. Гаражное оборудование: Каталог. – Новгород: ПФК завода Таро, 2000.
- 6 Коваленко Н.А. Организация технического обслуживания и ремонта автомобилей: учебное пособие. –М.: ИНФРА-М, 2019. – 229 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Пример проектирования и расчета силовых механизмов и привода электромеханического четырёхстоечного подъёмника

#### 1 Выбор подъемника

Выбирается подъемник согласно варианту по списку в группе. В качестве примера выбираем стационарный четырехстоечный подъемник с электромеханическим приводом для легковых автомобилей-ПЛ-4 который представлен на рисунке 6. Он осуществляет подъем всех автомобилей общей снаряжённой массой до 4-х тонн. Имеет 4 стойки. Каждая пара стоек одноприводная, с передачей крутящего момента на вторую стойку цепью.



Рисунок 6 – Стационарный четырехстоечный подъемник с электромеханическим приводом для легковых автомобилей ПЛ-4



Технические характеристики стационарного четырехстоечного подъемника с электромеханическим приводом для легковых автомобилей-ПЛ-4 представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Технические характеристики подъемника ПЛ-4

Модель	ПЛ-4
Грузоподъемность, т	2,5
Максимальная высота подъема платформы над уровнем пола, мм	1600
Минимальная высота платформы от уровня пола, мм	300
Установленная мощность, кВт	3
Напряжение питающей сети, В	380
Количество стоек, шт.	4
Количество электродвигателей, шт.	2
Время подъема на полную высоту, с	120+15
Расстояние между платформами, мм	950
Ширина платформы, мм	600
Длина платформы, мм	4200
Габариты подъемника не более (длина×ширина×высота), мм	6000×3300×2100
Масса нетто не более, кг	1700
Масса брутто не более, кг	1900

## 2 Определение веса груза, расчетной силы, нагрузки и диаметра резьбы

Определим вес поднимаемого груза по формуле 1. Масса поднимаемого груза (грузоподъемность) равна 2500 кг, тогда вес будет равен:

$$G_{НОМ} = 2500 \cdot 9,8 = 24500 \text{ Н.}$$

Максимальное значение расчетной силы определим по формуле 2:

$$G_{MAX} = 1,1 \cdot 24500 = 26950 \text{ Н.}$$

Затем определяется нагрузка на ходовую гайку по формуле 3, исходя из того, что число гаек  $i = 4$ :

$$F_a = \frac{26950}{4} = 6737,5 \text{ Н.}$$

Выберем профиль резьбы. В нашем случае резьба будет трапецеидальная однозаходная. Кроме этого, когда заранее неизвестны высота гайки  $H_r$  и высота профиля резьбы  $h$ , вводят соответствующие коэффициенты  $\psi_H = \frac{H_r}{d_2}$  и  $\psi_h = \frac{h}{P}$ . Коэффициент  $\psi_H = 1,5$ , так как гайка цельная; коэффициент  $\psi_h = 0,5$ , так как резьба трапецеидальная.

Тогда средний диаметр резьбы определяется по формуле 4:

$$d_2 = \sqrt{\frac{6737,5}{(3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 5)}} = 23,9 \text{ мм.}$$

Затем производим расчет винта на устойчивость, проведенный в разделе 3.

Значение среднего диаметра принимаем после расчета винта на устойчивость, проведенного в разделе 3. По среднему диаметру определяем все остальные параметры резьбы (см. рисунок 4):

$$d_2 = D_2 = 26,5 \text{ мм;}$$

$$P = 3 \text{ мм;}$$

$$d = 28 \text{ мм;}$$

$$D_4 = 28,5 \text{ мм;}$$

$$d_3 = 24,5 \text{ мм;}$$

$$D_1 = 25 \text{ мм.}$$

Окончательное обозначение трапецеидальной однозаходной резьбы –  $Tr\ 28 \times 3 - 7H/7e$ , где 28 – наружный диаметр трапецеидальной резьбы, мм; 3 – шаг, мм; посадка 7H/7e болтового соединения с зазором, 7 класс точности резьбы.

КПД передачи болт-гайка определяется в зависимости от назначения передачи. В нашем случае вращательное движение преобразовывается в поступательное и определяется по формуле 5:

$$\eta = \varphi \cdot \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho')}; \quad (5)$$

где  $\varphi$  – коэффициент учитывающий потери мощности на трение в опорах,  $\varphi = 0,8 \dots 0,95$ ; принимаем  $\varphi = 0,9$ ;

$\psi$  – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру резьбы, градус;

$\rho'$  – приведенный угол трения, градус.

Приведенный коэффициент трения определим по формуле 7:

$$f^l = \frac{0,1}{\left(\cos\left(30^\circ/2\right)\right)} = 0,104^\circ.$$

Тогда, подставив полученное значение в формулу 6 для расчета приведенного угла трения, получим:

$$\rho^l = \arctg(0,104^\circ) = 5,94^\circ.$$

Теперь найдем угол подъема винтовой линии по среднему диаметру по формуле 8:

$$\psi = \arctg\left(\frac{3}{3,14 \cdot 26,5}\right) = 2,06^\circ.$$

Окончательно находим КПД:

$$\eta = 0,9 \cdot \frac{\operatorname{tg}(2,06^\circ)}{\operatorname{tg}(2,06^\circ + 5,94^\circ)} = 0,23.$$

Данная передача с самоторможением, так как  $\psi < \rho^I$  и значение КПД равное 0,23 находится в промежутке  $\eta = 0,2 \dots 0,35$ .

Время подъема и определим по формуле 9:

$$t = \frac{1,5}{0,033} = 45 \text{ с.}$$

Мощность на ведущем звене при известных значениях осевой силы  $F_a$  (Н) и скорости поступательного движения  $v$  (м/с) выходного (ведомого) звена определяется по формуле 10, Вт:

$$P = \frac{6737,5 \cdot 0,033}{0,23} = 966,7 \text{ Вт.}$$

Мощность на всех ходовых гайках определим по формуле 11, Вт:

$$P_{\text{общ}} = 966,7 \cdot 4 = 3866,8 \text{ Вт.}$$

Требуемая мощность электродвигателя с учетом цепной передачи определяется по формуле 12, Вт:

$$P_{\text{ТР}} = \frac{3866,8}{0,95} = 4070,3.$$

Частоту вращения найдем по формуле 13, мин<sup>-1</sup>:

$$n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 0,033}{3 \cdot 1} = 660 \text{ мин}^{-1}.$$

По требуемой мощности и частоте вращения ходового винта выбираем электродвигатель 4А132М8У3, у которого  $P_3 = 5,5$  кВт, а  $n_3 = 720$  об/мин.

### 3. Расчёт цепной передачи

Требуемое передаточное число определим по формуле 14:

$$u = \frac{720}{660} = 1,09.$$

Число зубьев ведущей звездочки определим по формуле 15:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot 1,09 = 26,8.$$

Принимаем число зубьев ведущей звездочки  $z_1 = 27$ .

Число зубьев ведомой звездочки определим по формуле 16:

$$z_2 = 27 \cdot 1,09 = 29,43.$$

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу зубьев и шарниров. С учетом этих рекомендаций принимаем  $z_2 = 31$ .

Фактическое передаточное число определим по формуле 17:

$$u_{\Phi} = \frac{31}{27} = 1,148.$$

Проверим отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$  по формуле 18, %:

$$\Delta u = \frac{|1,148 - 1,09|}{1,09} \cdot 100 = 5,3 > 4 \%$$

Принимаем  $z_1 = 29$ .

$$u_{\Phi} = \frac{31}{29} = 1,069.$$

$$\Delta u = \frac{|1,069 - 1,09|}{1,09} \cdot 100 = 1,9 < 4 \%$$

Коэффициент эксплуатации  $k_3$  определим по формуле 19:

$$k_3 = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1,25 = 2,64.$$

Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается только  $k_{o1} = 25$ . Число зубьев малой звездочки проектируемой передачи  $z_1 = 29$ .

Коэффициент числа зубьев определим по формуле 20:

$$k_z = \frac{25}{29} = 0,862.$$

Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи  $n_1 = 720 \text{ мин}^{-1}$ . Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи  $n_{o1} = 800 \text{ мин}^{-1}$ . Коэффициент частоты вращения определяется по формуле 21:

$$k_n = \frac{n_{o1}}{n_1}; \quad (21)$$

$$k_n = \frac{800}{720} = 1,111.$$

#### 4. Выбор цепи

Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность по формуле 22 равна:

$$P_p = 5,5 \cdot 2,64 \cdot 0,862 \cdot 1,111 = 13,9 \text{ кВт.}$$

Ближайшей большей допускаемой расчетной мощностью  $[P_1]$  для  $z_{o1} = 25$  и  $n_{o1} = 800 \text{ мин}^{-1}$  является  $[P_1] = 30,7 \text{ кВт}$  для однорядной цепи ПР – 25,4 – 57600 с шагом равным 25,4 мм.

Условие  $p_{ц} \leq [p_{ц}]_{\text{МАХ}} = 25,4$  (для  $z_{o1} = 25$  и  $n_{o1} = 800 \text{ мин}^{-1}$ ) выполняется.

Делительные диаметры звездочек определим по формулам 23 и 24, мм:

$$d_{\partial 1} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{29}} = 234,93 \text{ мм.}$$

$$d_{\partial 2} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{31}} = 251,07 \text{ мм.}$$

Скорость цепи определим по формуле 25, м/с:

$$v = \frac{3,14 \cdot 234,93 \cdot 720}{60 \cdot 10^3} = 8,85 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При скорости цепи равной 8,85 м/с назначаем для цепи смазку в масляной ванне (качество[[]]).

### 5. Силы в цепной передаче

Окружная сила определим по формуле 26, Н:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot 5,5}{8,85} = 621,5 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви определим по формуле 27, Н:

$$F_q = 6 \cdot 0,887 \cdot 2,6 \cdot 9,81 = 135,7 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от центробежных сил определим по формуле 28, Н:

$$F_v = 2,6 \cdot 8,85^2 = 203,6 \text{ Н.}$$

Разрушающая нагрузка цепи ПР – 25,4 – 57600  $F_p = 57600$  Н. Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи определим по формуле 29:

$$S = \frac{57600}{621,5 \cdot 1,3 + 135,7 + 203,6} = 50,2.$$

Допускаемый коэффициент запаса прочности цепи ПР – 25,4 – 57600 [S] = 12. Так как  $S = 50,2 > [S] = 12$ , то цепь ПР – 25,4 – 57600 подходит.

Вращающий момент  $T_p$ , приложенный к ведущему звену определим по формуле 30, Н·м:

$$T_p = \frac{6737,5 \cdot \operatorname{tg}(2,06^\circ + 5,94^\circ) \cdot 0,0265}{2} = 12,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 6. Расчет наиболее нагруженных элементов на прочность

Наиболее нагруженным элементом конструкции являются ходовые гайки, поэтому расчет проводим для них.

## 7. Выбор материала и термообработки

Для гайки материал выбираем серый чугун СЧ 10 по ГОСТ 1412-85, у которого  $\sigma_B = 100$  МПа и  $\sigma_{\text{И}} = 280$  МПа, HB = 143 – 229.

Термообработки нет.

Материал болта – Сталь 40Х по ГОСТ 4543-71,  $\sigma_T = 140$  МПа, HRC = 34 – 42. Термообработка – закалка в масле, отпуск.

## 8. Проектный расчет гайки

Высоту гайки  $H_{\Gamma}$  определим по формуле 31:



$$H_{\Gamma} = 1,5 \cdot 26,5 = 39,75 \text{ мм.}$$

Рабочая высота профиля резьбы  $h$  по формуле 32 равна:

$$h = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ мм.}$$

Число витков в гайке по формуле 33 равно:

$$z = \frac{39,75}{3} = 13,25.$$

Наружный диаметр гайки определим по формуле 34:

Для трапецеидальной резьбы  $F_p$  будем рассчитывать по формуле 35:

$$F_p = 1,25 \cdot 6737,5 = 8421,9 \text{ Н.}$$

Тогда наружный диаметр гайки будет равен:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 8421,9}{3,14 \cdot 22} + 28^2} = 37,5 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр гайки с учетом фланца рассчитаем по формуле 36:

$$D_L \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 6737,5}{3,14 \cdot 50} + 35,7^2} = 38 \text{ мм.}$$

Примем  $D_L = 48 \text{ мм.}$

## 9. Среднее давление в резьбе

Износостойкость, оцениваемая по значению среднего давления в резьбе рассчитаем по формуле 37:

$$p = \frac{6737,5}{3,14 \cdot 26,5 \cdot 1,5 \cdot 13,25} = 4,07 \text{ МПа} < 6 \text{ МПа.}$$

## 10. Проверка винта на устойчивость

Момент инерции поперечного сечения определим по формуле 40:

$$I = \frac{3,14 \cdot 24,4^4}{64} = 17677,2 \text{ мм}^4.$$

Длина винта по формуле 41, равна:

$$l = 1500 + 39,75 = 1539,75 \text{ мм.}$$

Тогда по формуле 38 и 39:

$$F_{\text{акр}} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 17,677,2}{(0,707 \cdot 1539,75)^2} = 29414,6 \text{ Н.}$$

Теперь находим  $n_y$ :

$$n_y = \frac{29414,6}{6737,5} = 4,37 > 4,$$

следовательно, устойчивость винта обеспечивается.

## 11. Заключение

Для гайки выбран материал серый чугун СЧ 10 по ГОСТ 1412-85, без термообработки. Для болта выбран материал Сталь 20 по ГОСТ 1050-2013, термообработка – нормализация. Резьба - трапецеидальная однозаходная Tr 28 x 3 – 7H/7e.

Для цепной передачи выбрана однорядная роликовая цепь ПР-25,4-57600.

Также в ходе работы был выполнен проектный расчёт наиболее нагруженного элемента конструкции – несущей гайки. В результате расчета получили размеры гайки.