

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет»



Г. А. Веремей

МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов
специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

Текстовое электронное издание

Новополоцк
Полоцкий государственный университет
2021

Об издании – 1, 2

УДК 62-236

Одобрено и рекомендовано к изданию методической комиссией
механико-технологического факультета (протокол № 4 от 10.12.2020)

Кафедра автомобильного транспорта

Пособие служит для формирования у студента устойчивых знаний и навыков за счет освоения им методики расчета отдельных элементов и единиц технологического оборудования в целом, применяемого в процессах технической эксплуатации автомобилей. Приведены рекомендации по выбору и определению основных технико-эксплуатационных показателей при расчете автомобильных подъемников, используемых в условиях сервисных и ремонтных автопредприятий. Приведен список рекомендуемой учебной литературы, интернет-источников.

Пособие предназначено для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей».

2 – дополнительный титульный экран – производственно-технические сведения

Для создания текстового электронного издания «Механизация процессов технической эксплуатации» использованы текстовый процессор Microsoft Word и программа Adobe Acrobat XI Pro для создания и просмотра электронных публикаций в формате PDF.

Геннадий Александрович ВЕРЕМЕЙ

**МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ
ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

Редактор *А. А. Прадидова*

Подписано к использованию 01.09.2021.

Объем издания: 2,46 Мб. Заказ 570.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Полоцкий государственный университет».

Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/305 от 22.04.2014.

ЛП № 02330/278 от 08.05.2014.

211440, ул. Блохина, 29,
г. Новополоцк,
Тел. 8 (0214) 59-95-41, 59-95-44
<http://www.psu.by>

СОДЕРЖАНИЕ

1. НАЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	5
2. ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	6
2.1 Пояснительная записка	6
2.2 Техническое задание и исходные данные	7
2.3 Графическая часть.....	7
3. ВЫБОР ПРОТОТИПА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	9
3.1 Назначение, конструкция и принцип действия выбранного прототипа автомобильного подъемника.....	9
4. РАСЧЕТ СИЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И ПРИВОДА ПОДЪЕМНИКА	11
4.1 Кинематическая схема подъемника	11
4.2 Расчет основных параметров подъемника	12
4.2.1 Определение нагрузки на подъемник.....	12
4.2.2 Определение параметров резьбы в соединении «ходовой винт-гайка»	12
4.2.3 Мощность привода и выбор электродвигателя	15
4.2.4 Расчет цепной передачи.....	15
5. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА.....	22
5.1 Выбор материала и термообработки ходовых гаек.....	22
5.2 Расчет гайки.....	22
5.3 Проверка ходового винта на устойчивость	23
5.4 Определение параметров подхватов и элементов каретки.....	24
РЕКОМЕНДОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА	27
ПРИЛОЖЕНИЕ А	28
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	29
ПРИЛОЖЕНИЕ В	30
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	32
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	34
ПРИЛОЖЕНИЕ Е1.....	35
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	36
ПРИЛОЖЕНИЕ З.....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ З1.....	38
ПРИЛОЖЕНИЕ И.....	39

1. НАЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа по дисциплине «Механизация процессов технической эксплуатации» является важным звеном в развитии навыков самостоятельной работы студента и ставит целью сформировать его умения производить расчеты и осуществлять выбор технологического оборудования, применяемого в процессах технической эксплуатации на транспортных (АТП), обслуживающих (АСП) и ремонтных (АРП) автопредприятиях.

Грамотный и обоснованный подбор оборудования в условиях деятельности автопредприятия формирует уровень механизации его ремонтных и обслуживающих процессов и является одним из наиболее весомых факторов, определяющих эффективность деятельности любого АСП (АТП, АРП) в целом.

Курсовая работа по данной дисциплине представляет самостоятельный труд студента, решающий задачу рационального и оптимального выбора конструкции автомобильного подъемника, основанного на расчете параметров ее элементов и базирующегося на ранее изученных студентами дисциплинах: «Теоретическая механика», «Детали машин», «Техническая эксплуатация автомобилей».

2. ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки с графической частью.

2.1 Пояснительная записка

Пояснительная записка (ПЗ) оформляется в стандартном виде на листах формата А4 объемом 30–35 страниц печатного текста (шрифтом № 14 «Times New Roman», с выравниванием по ширине и одинарным интервалом между строк) и должна иметь:

- титульный лист (приложение А);
- техническое задание, соответствующее варианту задания и исходным данным;
- содержание;
- ход выполнения курсовой работы по разделам с приведением необходимых обоснований, расчетов, графиков, схем и таблиц;
- вывод по итогам расчета и выбора оборудования;
- спецификации к сборочным чертежам;
- список использованной литературы.

Каждый раздел ПЗ необходимо начинать с нового листа. Оставлять пустые места и пробелы в тексте **запрещается** (за исключением случаев окончания текста в разделе или подразделе).

Формулы в тексте должны оформляться во встроенном редакторе формул (для версий MS Office 2003–2020) или в Equation (Math Type). Их нумерация должна соответствовать номеру раздела в ПЗ.

На каждый рисунок, график и формулу в тексте ПЗ должна быть ссылка, которая должна содержать пояснения и описание к ним, включая указание номеров позиций с расшифровкой названия объекта (если они отсутствуют в тексте под графическим объектом) и составляющих параметров в формуле.

Иллюстрации (рисунки, графики) следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией в пределах раздела. Подпись к иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой, а также наименования с подрисуночным текстом.

Например: Рисунок 1.2. – Кинематическая схема двухстоечного электрогидравлического подъемника

Таблицы нумеруют в пределах раздела с указанием номеров раздела и таблицы, где первая цифра – номер раздела, вторая цифра – порядковый номер таблицы в разделе. На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа.

Например: Таблица 2.1. – Техническая характеристика подъемника

В списке использованных литературных и информационных источников приводятся те, которые были использованы при выполнении курсовой работы. Список использованных источников составляется в алфавитном порядке.

В качестве интернет-источников приводятся и используются только те, которые имеют **официальную** ссылку на соответствующие **учебные и научные литературные ресурсы**, а также расширения в поддиректории: *.com; .net; .gov; .org; .by*.

Все остальные источники информации и ресурсы, к примеру, «vasya.ru» и др. к использованию в учебном процессе **не допускаются**, и представленная ими информация не принимается во внимание.

Пример обозначения официального интернет-источника: *Сайт «БЕЛАЗ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.belaz.by>*.

2.2 Техническое задание и исходные данные

Техническое задание на курсовую работу (приложение Б) оформляется студентом самостоятельно согласно выданного руководителем индивидуального варианта (приложение В) с исходными данными и подписывается преподавателем в течение первых двух недель с начала семестра.

2.3 Графическая часть

Графическая часть включает:

- сборочный чертеж автомобильного подъемника – 1 лист, формат А1;
- сборочный чертеж привода подъемника – 1 лист, формат А1;
- сборочный чертеж синхронизирующего устройства (исполнительного механизма, рабочего органа) – 1 лист, формат А1.

Чертежи должны быть выполнены в соответствии с требованиями к техническим сборочным чертежам и обязаны содержать: техническую характеристику, габаритные размеры, межосевые и установочные размеры агрегатов механизма, монтажные размеры, вид посадок в ответственных сопряжениях, технические условия на эксплуатацию (обслуживание) и т.д. (примеры в приложениях Г и Д).

Спецификации к сборочным чертежам (пример в приложениях Е и Е1) подшиваются в конце ПЗ после «Списка использованной литературы».

Подписанные студентом и руководителем чертежи складываются (приложение Ж) и прилагаются к пояснительной записке.

МПТЭ.КР.ТЭА17.001 – информационный шифр-обозначение на чертежах состоит из: первая аббревиатура до точки – название дисциплины; вторая – курсовая работа; третья – шифр академической группы; последние цифры – номер технического задания.

3. ВЫБОР ПРОТОТИПА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Основную часть курсовой работы начинают с выбора прототипа автомобильного подъемника на основании исходных данных технического задания.

Подбор аналога требуемого оборудования осуществляют путем сравнения паспортных данных нескольких существующих моделей различных производителей автомобильных гаражных подъемников с использованием каталогов, инструкций, руководств по эксплуатации и обслуживанию.

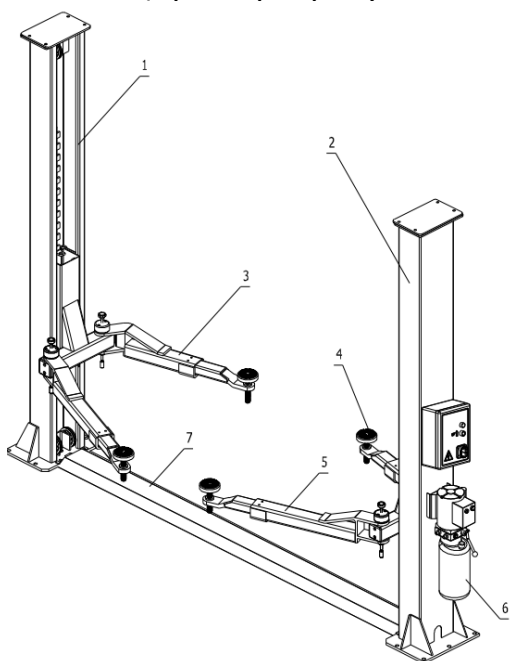
Корректно и обосновано подобранный прототип автомобильного подъемника облегчает задачу при выборе его конструктивных элементов и уточнении требуемых геометрических параметров, необходимых для расчета в разделах 4 и 5 курсовой работы.

3.1 Назначение, конструкция и принцип действия выбранного прототипа автомобильного подъемника

В данном разделе предварительно выбирается прототип подъемника, характеристики которого соответствуют основным исходным данным технического задания и приводится следующая информация:

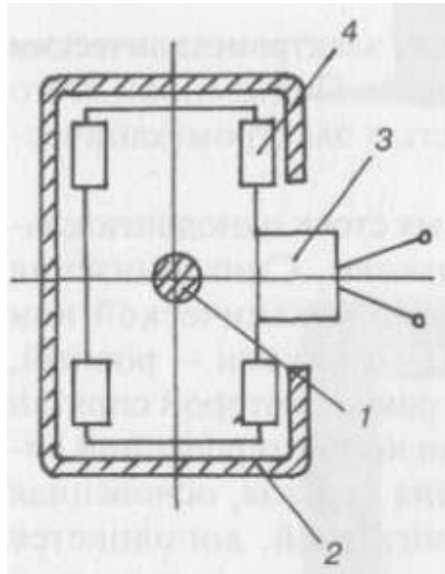
1) служебное назначение подъемника, включая описание его основных функций, назначение основных механизмов и полная техническая характеристика в соответствии с паспортными данными оборудования (ссылка на источник информации обязательно указывается в списке использованной литературы);

2) конструктивная схема с указанием основных элементов привода, исполнительных механизмов, устройств подхвата и синхронизации подъемника (пример – рисунки 3.1, 3.2);



1 – тросовый механизм подъема; 2 – стойка;
3, 5 – рычаги подхвата; 4 – устройство подхвата;
6 – привод гидравлический; 7 – устройство синхронизации.

Рисунок 3.1. – Конструктивная схема двухстоечного электрогидравлического асимметричного подъемника с тросовым механизмом подъема и цепным синхронизирующим устройством



**1 – грузовой винт; 2 – стойка; 3 – каретка; 4 – направляющие ролики;
5 – грузовая гайка; 6 – страховочная гайка.**

**Рисунок 3.2. – Конструктивная схема компоновки элементов каретки
в поперечном сечении стойки**

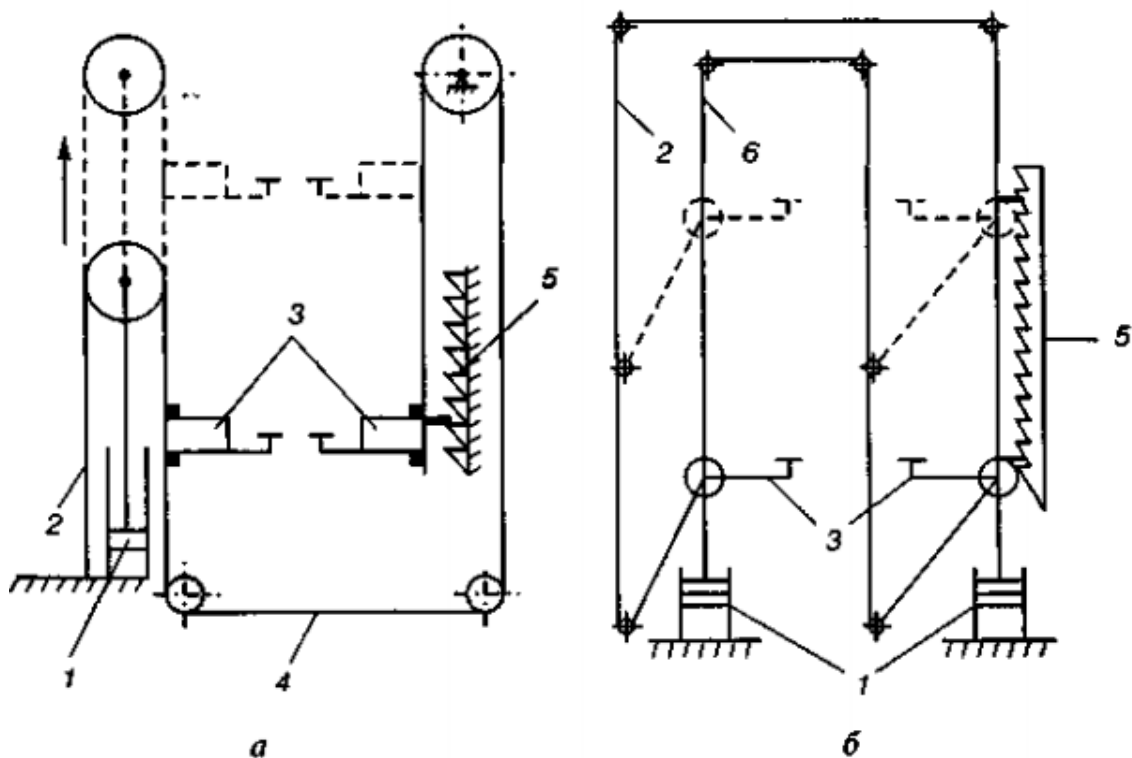
3) описание принципа действия и конструкции предварительно выбранного аналога (рекомендуется использовать лит. источники [1; 3; 4; 5]).

4. РАСЧЕТ СИЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И ПРИВОДА ПОДЪЕМНИКА

Расчет механизмов заданного подъемника может производиться по методике, частично изложенной в данном методическом пособии, или быть принятой студентом самостоятельно из лит. источников [1; 2; 3; 7; 8; 9].

4.1 Кинематическая схема подъемника

В данном разделе приводится кинематическая схема подъемника в соответствии с приведенной выше конструктивной схемой выбранного прототипа. В качестве пособия для выбора требуемой кинематической схемы могут быть использованы [3; 4]. На рисунке 4.1 представлен пример кинематических схем механизмов электрогидравлического двухстоечного подъемника.



а — с одним гидроцилиндром; *б* — с двумя гидроцилиндрами; 1 — гидроцилиндр; 2 — приводной трос ведущей каретки; 3 — каретка; 4 — приводной трос ведомой каретки; 5 — стопорное устройство (храповое или клиновое); 6 — синхронизирующий трос.

Рисунок 4.1. – Типовые кинематические схемы механизмов подъема и синхронизации электрогидравлических двухстоечных подъемников

4.2 Расчет основных параметров подъемника

В данном разделе приводится методика расчета основных параметров механизмов подъема и синхронизации на примере электромеханического винтового подъемника с количеством стоек 2 и больше.

4.2.1 Определение нагрузки на подъемник

Номинальная нагрузка на подъемник (сила веса):

$$G_{НОМ} = m \cdot g, \text{ Н} \quad (4.1)$$

где m – это масса поднимаемого груза, кг.

Максимальное значение расчетной силы определяется по формуле:

$$G_{МАХ} = k \cdot G_{НОМ}, \text{ Н} \quad (4.2)$$

где k – коэффициент перегрузки (для механизмов равен 1,1).

Нагрузка на ходовую гайку:

$$F_a = k_p \frac{G_{МАХ}}{i}, \text{ Н} \quad (4.3)$$

где $k_p = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент неравномерности распределения силы веса по стойкам;

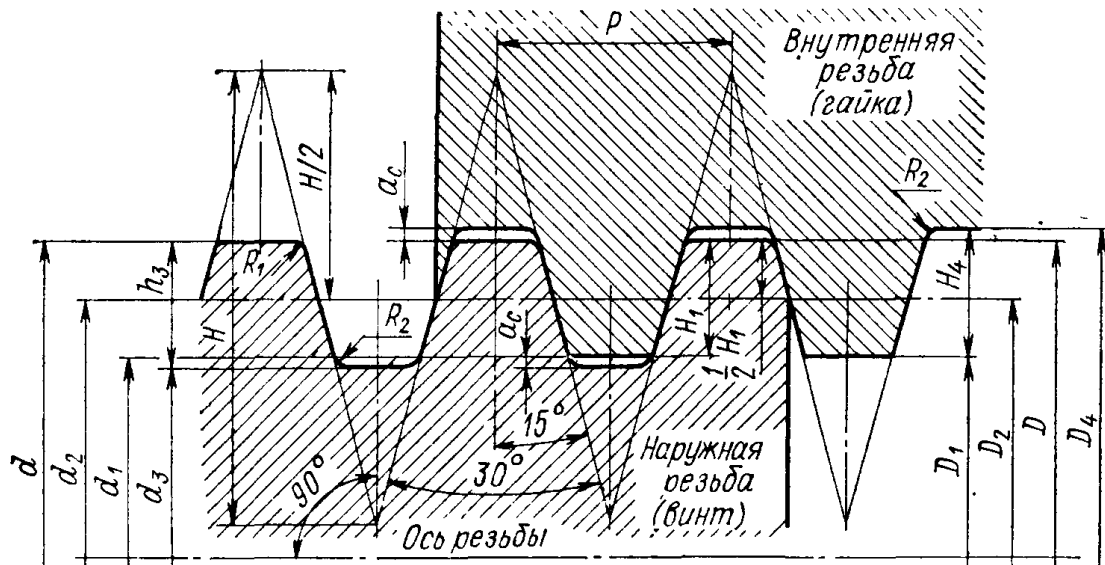
i – число гаек.

4.2.2 Определение параметров резьбы в соединении «ходовой винт-гайка»

Перед определением параметров резьбы предварительно выбирают ее профиль в соответствии с назначением в механизме и существующими рекомендациями.

Для передачи движения в механизмах, где присутствуют грузовые винты, используют трапецидальные однозаходные резьбы с малым углом профиля (30 градусов), которые обеспечивают повышенный КПД в передаче за счет пониженного приведенного коэффициента трения [6].

Поэтому по ГОСТ 9484-81 принимаем профиль резьбы – трапецидальная, основные параметры которой указаны на схеме (рисунок 4.2).



d – наружный диаметр резьбы винта; d_2 – средний диаметр наружной резьбы; d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 – внутренний диаметр резьбы гайки; D_2 – средний диаметр внутренней резьбы; D_4 – наружный диаметр внутренней резьбы; P – шаг резьбы; H – высота профиля.

Рисунок 4.2. – Параметры профиля трапецеидальной однозаходной резьбы винта и гайки

Тогда средний диаметр резьбы будет равен:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{(\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p])}}, \text{ мм} \quad (4.4)$$

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 (для сталей и СЧ).

Значение среднего диаметра принимаем после расчета параметров гайки и ходового винта на устойчивость, приведенных в разделах 5.2 и 5.3. По среднему диаметру определяем все остальные параметры резьбы (см. рисунок 4.2 и приложения 3, 31): шаг, внутренние и наружные диаметры резьбы винта и гайки.

Если заранее неизвестны высота гайки H_{Γ} и высота профиля резьбы

h , вводим соответствующие коэффициенты $\psi_H = \frac{H_{\Gamma}}{d_2}$ и $\psi_h = \frac{h}{P}$.

Пример обозначения резьбового соединения для трапецеидальной однозаходной резьбы – $Tr\ 28 \times 3 - 7H/7e$, где 28 – наружный диаметр трапецеидальной резьбы, мм; 3 – шаг, мм; посадка 7H/7e резьбового 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:

$$\eta = \varphi \times \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho^l)}, \quad (4.5)$$

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

ψ – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру резьбы, град;

ρ^l – приведенный угол трения, град.

Приведенный угол трения вычисляется:

$$\rho^l = \operatorname{arctg}(f^l), \text{ град} \quad (4.6)$$

где f – приведенный коэффициент трения.

Приведенный коэффициент трения:

$$f^l = \frac{f}{\left(\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)}, \quad (4.7)$$

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

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

Угол подъема винтовой линии по среднему диаметру:

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right), \text{ град} \quad (4.8)$$

где P – шаг резьбы, мм;

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

Окончательно определяют значение КПД по формуле (4.5). Если рассчитанное значение КПД находится в промежутке $\eta = 0,2 \dots 0,35$, то данную передачу принимают с самоторможением, так как $\psi < \rho^l$.

Время подъема автомобиля на максимальную высоту:

$$t = \frac{H}{v}, \text{ с} \quad (4.9)$$

где H – высота подъема, м;

v – скорость подъема, м/мин.

4.2.3 Мощность привода и выбор электродвигателя

Мощность на ведущем звене при известных значениях осевой силы F_a и скорости поступательного движения v выходного (ведомого) звена определяется по зависимости:

$$P = \frac{F_a \cdot v}{\eta}, \text{ Вт} \quad (4.10)$$

Мощность на всех ходовых гайках равна:

$$P_{\text{общ}} = P \cdot i, \text{ Вт} \quad (4.11)$$

где i – число ходовых гаек.

Требуемая мощность электродвигателя с учетом цепной передачи определяется:

$$P_{TP} = \frac{P_{\text{общ.}}}{\eta_{\text{ЦЕП}}}, \text{ Вт} \quad (4.12)$$

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

Расчетная частота вращения вала электродвигателя:

$$n = \frac{6 \cdot 10^4 v}{P \cdot n_p}, \text{ мин}^{-1} \quad (4.13)$$

где P – шаг резьбы, мм;

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

По рассчитанным значениям мощности и частоте вращения выбираем электродвигатель (приложение И), у которого принимаются номинальные значения мощности и вращения вала в большую сторону в соответствии с паспортными данными.

Если требуемая частота вращения ходового винта намного превышает номинальное значение частоты вращения вала электродвигателя, то в приводе механизма устанавливается редуктор или ременная передача с соответствующим передаточным отношением между ведущим и ведомым валами.

4.2.4 Расчет цепной передачи

В данном разделе принят и рассчитывается цепной механизм, синхронизирующий движение кареток в стойках подъемника (рисунок 4.3).

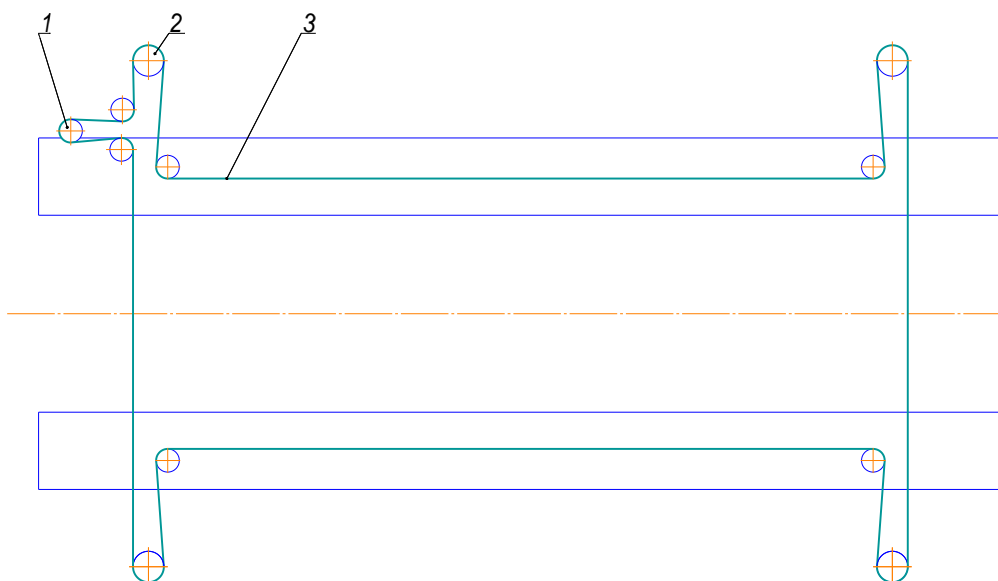


Рисунок 4.3. – Схема механизма синхронизации

На схеме при передаче движения от вала на ходовые гайки в четырехстоечном электромеханическом подъемнике: 1 – вал электродвигателя; 2 – ходовая гайка; 3 – цепь.

Требуемое передаточное число цепной передачи:

$$u = \frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{Г}}}, \quad (4.14)$$

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

$n_{\text{Г}}$ – частота вращения гайки, мин^{-1} .

Число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u \quad (4.15)$$

Число зубьев ведущей звездочки z_1 округляют до целого.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u \quad (4.16)$$

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 z_2 округляют и принимают нечетным.

Фактическое передаточное число:

$$u_{\text{Ф}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.17)$$

Проверка отклонения Δu от заданного u :

$$\Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\%, \% \quad (4.18)$$

Если рассчитанное Δu получается больше 4%, то количество зубьев ведущей звездочки уменьшают на 2 и производят перерасчет пока выражение (4.18) не выполнится.

Определение коэффициента эксплуатации $\kappa_{\mathcal{E}}$:

$$\kappa_{\mathcal{E}} = \kappa_D \cdot \kappa_a \cdot \kappa_H \cdot \kappa_{PEГ} \cdot \kappa_C \cdot \kappa_{PEЖ}, \quad (4.19)$$

где κ_D – коэффициент динамической нагрузки, $\kappa_D = 1,3$ (нагрузка переменная);

κ_a – коэффициент межосевого расстояния, $\kappa_a = 1$;

κ_H – коэффициент наклона передачи к горизонту, $\kappa_H = 1$ (передача горизонтальная);

$\kappa_{PEГ}$ – коэффициент способа натяжения цепи, $\kappa_{PEГ} = 1,25$ (натяжение цепи не регулируется);

κ_C – коэффициент смазки и загрязнения передачи, $\kappa_C = 1,3$ (для эксплуатации частично в пыли, качество смазки – удовлетворительная);

$\kappa_{PEЖ}$ – коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течение суток $\kappa_{PEЖ} = 1,25$ (работа в две смены).

По формуле (4.19) определяется численное значение коэффициента эксплуатации, а значения других коэффициентов в ней принимаются по таблице 4.1 [7].

Определение коэффициентов κ_Z и κ_n .

Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается стандартным $z_{O1} = 25$. Число зубьев z_1 малой звездочки расчетной передачи определяется по формуле (4.15).

Коэффициент числа зубьев:

$$\kappa_Z = \frac{z_{O1}}{z_1} \quad (4.20)$$

Частота вращения n_1 малой звездочки расчетной передачи принимается по паспортным данным выбранного электродвигателя.

Таблица 4.1. – Значения коэффициентов, учитывающих условия работы цепной передачи

Условия работы		Значения коэффициентов
Динамичность нагрузки	Равномерная	$K_D = 1,0$
	Переменная	$K_D = 1,2 - 1,5$
	Сильные удары	$K_D = 1,8$
Межосевое расстояние	$a = (30 - 50)p$	$K_A = 1,0$
	$a \leq 25p$	$K_A = 1,25$
	$a = (60 - 80)p$	$K_A = 0,8$
Наклон линии центров звездочек к горизонту	До 60°	$K_H = 1,0$
	Больше 60°	$K_H = 1,25$
Регулировка межосевого расстояния	Перемещением одной звездочки	$K_{РЕГ} = 1,0$
	Натяжными звездочками	$K_{РЕГ} = 1,1$
	Нерегулируемая передача	$K_{РЕГ} = 1,25$
Способ смазки	В масляной ванне	$K_{СМ} = 0,8$
	Капельный	$K_{СМ} = 1,0$
	Периодический	$K_{СМ} = 1,3$
Режим работы	Односменный	$K_{РЕЖ} = 1,0$
	Двухсменный	$K_{РЕЖ} = 1,25$
	Трёхсменный	$K_{РЕЖ} = 1,45$

Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи n_{0I} принимается по таблице 4.2.

Таблица 4.2. – Наибольшие рекомендуемые частоты вращения малой звездочки в передачах с роликовыми и зубчатыми цепями

Тип цепи	Наибольшая рекомендуемая частота вращения звездочки n_{p1} , мин ⁻¹ , при шаге цепи p , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая при $z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
Зубчатая при $z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320	-	-	-

Коэффициент частоты вращения:

$$\kappa_n = \frac{n_{O1}}{n_1} \quad (4.21)$$

При выборе цепи изначально принимают однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью:

$$P_P = P_{\mathcal{E}} \cdot \kappa_{\mathcal{E}} \cdot \kappa_Z \cdot \kappa_n, \text{ кВт} \quad (4.22)$$

где $P_{\mathcal{E}}$ – мощность электродвигателя по паспорту;

n_1 – номинальная частота вращения вала электродвигателя по паспорту.

Для выбора цепи предварительно рассчитывают постоянную силу, действующую на звездочки:

$$F_1 = F_O + F_2, \text{ Н} \quad (4.23)$$

где F_O – окружная сила на звездочках;

F_2 – сила натяжения ведомой ветви.

Окружная сила:

$$F_O = \frac{P_P \cdot 10^3}{v}, \text{ Н} \quad (4.24)$$

Линейную скорость цепи рассчитывают:

$$v = n_1 \cdot \pi \cdot D_{B3}, \text{ м/с} \quad (4.25)$$

где $D_{B3} = 0,2...0,3$ м – диаметр ведущей звездочки (принимается по прототипу подъемника).

При скорости цепи близкой к 10 м/с назначают ее смазку в масляной ванне.

Сила натяжения ведомой ветви:

$$F_2 = F_T + F_{Ц}, \text{ Н} \quad (4.26)$$

где F_T – натяжение цепи от силы тяжести;

$F_{Ц}$ – натяжение цепи от действия центробежной силы (при скорости цепи меньше 10 м/с ею пренебрегают).

Натяжение цепи от силы тяжести:

$$F_T = K_f \cdot m_{Ц} \cdot g \cdot a, \text{ Н} \quad (4.27)$$

где K_f – коэффициент, зависящий от стрелы провисания и расположения передачи (для горизонтальных передач $K_f = 6$);

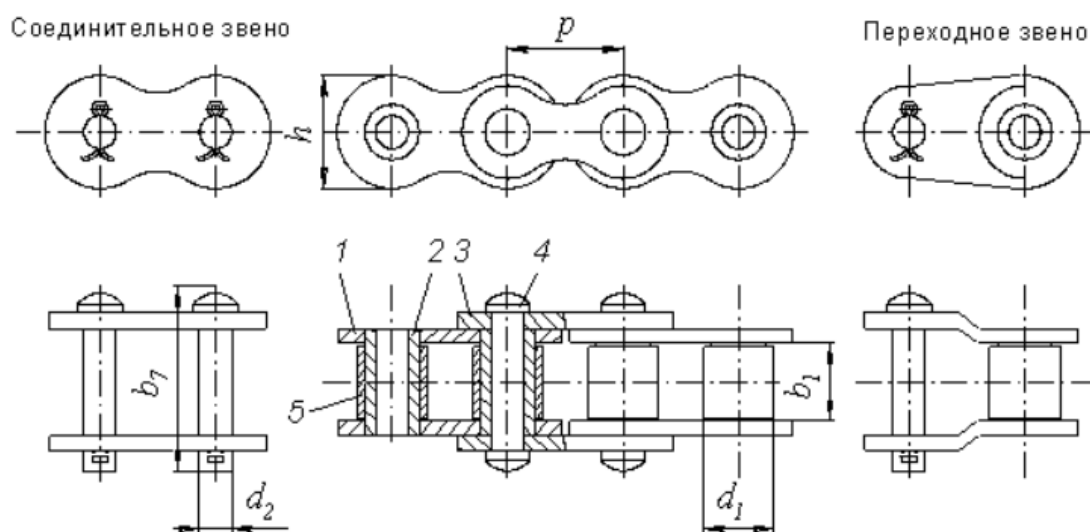
a – межосевое расстояние, м (принимается равным расстоянию между звездочками в подъемнике-прототипе);

$m_{Ц}$ – масса 1-го метра цепи (таблица 4.3).

Таблица 4.3. – Параметры приводных однорядных роликовых цепей (ГОСТ 13568-97)

Обозначение цепи	Основные параметры, мм						Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
	p	b_1	d_1	d_2	h	b_7		
ПРИ-78,1-360	78,1	38,1	33,3	17,15	45,5	102	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	38,1	40,0	19,00	56,0	102	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	49,0	46,0	24,00	60,0	135	650	28,8
ПРИ-140-1200	140,0	80,0	65,0	36,00	90,0	182	1200	63,0

После расчета постоянной силы по формуле (4.23) выбирают цепь и ее основные параметры (рисунок 4.4), принимая модель цепи по ближайшему большему значению разрушающей нагрузки (см. таблицу 4.3).



1 – внутренняя пластина; 2 – втулка;
3 – наружная пластина; 4 – валик; 5 – ролик; p – шаг цепи; b_1 – расстояние между внутренними пластинами; d_2 – диаметр валика; d_1 – диаметр ролика;
 h – высота пластины; b_7 – длина валика.

Рисунок 4.4. – Однорядная роликовая цепь

Например, при расчетном значении $F_1 \approx 100000$ Н принимают одно-
 рядную роликовую ПР - 38,1 – 127 цепь с шагом 38,1 мм.

Делительные диаметры звездочек:

$$d_{\partial 1} = \frac{P_{\text{Ц}}}{\sin \frac{180}{z_1}}, \text{ мм} \quad (4.28)$$

$$d_{\partial 2} = \frac{P_{\text{Ц}}}{\sin \frac{180}{z_2}}, \text{ мм} \quad (4.29)$$

где $P_{\text{Ц}}$ – шаг цепи.

Расчетный коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_P}{F_O \cdot \kappa_D + F_T + F_{\text{Ц}}}, \quad (4.30)$$

где F_P – разрушающая нагрузка.

Выбранная модель цепи подходит при условии, что рассчитанный коэффициент запаса прочности цепи $S > [S]$ – допустимого коэффициента (таблица 4.4).

Таблица 4.4. – Допустимый коэффициент запаса прочности для роликовой и втулочных цепей (при $z_1 = 15...30$)

Шаг цепи $p, \text{мм}$	Частота вращения ведущей звездочки $n_1, \text{мин}^{-1}$					
	≤ 50	100	200	300	400	500
12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9
19,05	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	–

Вращающий момент T_P , приложенный к ведущему звену:

$$T_P = \frac{F_a \cdot \text{tg}(\psi + \rho^l) \cdot d_2}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.31)$$

5. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Одними из наиболее нагруженных элементов конструкции являются ходовые гайки.

5.1 Выбор материала и термообработки ходовых гаек

Для гайки материал выбираем серый чугун СЧ 10 по ГОСТ 1412-79, у которого временное сопротивление при растяжении $\sigma_B = 100$ МПа и $\sigma_H = 280$ МПа, НВ=143-229. Термообработки нет.

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

5.2 Расчет гайки

Высота гайки H_G :

$$H_G = \psi_H \cdot d_2, \text{ мм} \quad (5.1)$$

Рабочая высота профиля резьбы h :

$$h = \psi_h \cdot P, \text{ мм} \quad (5.2)$$

Число витков в гайке:

$$z = \frac{H_G}{P} \quad (5.3)$$

Наружный диаметр гайки:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma_P]} + d_{OTB}^2}, \text{ мм} \quad (5.4)$$

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

d_{OTB} – наружный диаметр резьбы, $d_{OTB} = D_4$, мм;

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

Для трапецеидальной резьбы F_P :

$$F_P = 1,25 \cdot F_a, \text{ Н} \quad (5.5)$$

Наружный диаметр гайки с учетом фланца:

$$D_L \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D^2}, \text{ мм} \quad (5.6)$$

где $[\sigma_P]$ – допустимое напряжение смятия, $[\sigma_P] = 42 \dots 55$, МПа.

Принимаем D_L по приложению 3.

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

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [p], \text{ МПа} \quad (5.7)$$

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

5.3 Проверка ходового винта на устойчивость

Ходовой винт проверяют на устойчивость, если конструктивно его опора находится в нижней части (т.е. вращается гайка и каретка перемещается вместе с электродвигателем) по условию:

$$n_y = \frac{F_{акр}}{F_a} \geq [n_y] \quad (5.8)$$

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

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

$$F_{акр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2}, \text{ Н} \quad (5.9)$$

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

I – момент инерции поперечного сечения винта, мм⁴;

l – длина винта, мм;

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

Момент инерции поперечного сечения:

$$I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}, \text{ мм}^4 \quad (5.10)$$

Длина винта:

$$l = H + H_{г}, \text{ мм} \quad (5.11)$$

где H – высота подъема, мм;

$H_{г}$ – высота гайки, мм.

Устойчивость винта обеспечивается, если $[n_y] \geq 4$.

5.4 Определение параметров подхватов и элементов каретки

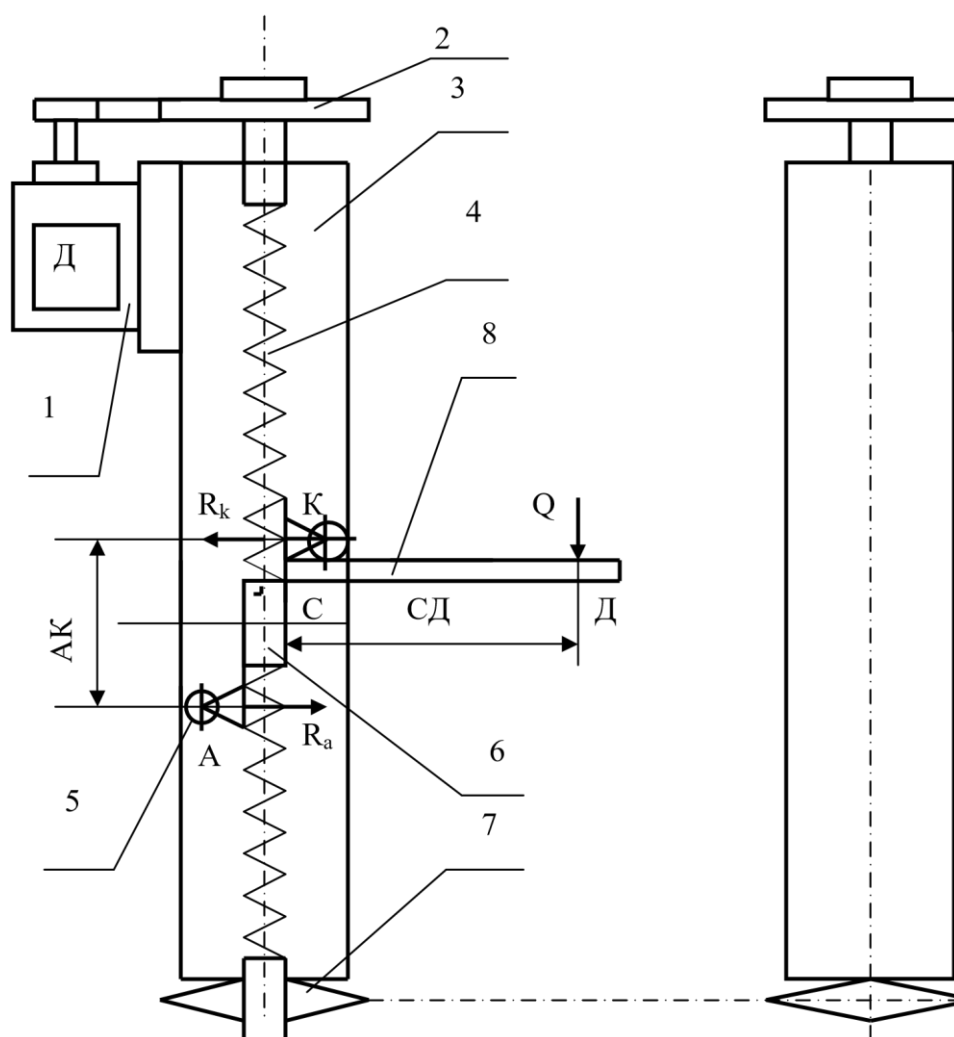
Расчет геометрических параметров подхватов [3].

Длина плеча подхвата (рисунок 5.1):

$$CD = B/4 + L, \text{ мм} \quad (5.12)$$

где B – ширина автомобиля, м;

$L = 0,25 \dots 0,4$ – запас по ширине на сторону, м.



1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – стойка;
4 – винт грузоподъемный; 5 – ролики; 6 – гайка; 7 – цепная передача; 8 – подхваты.

Рисунок 5.1. – Расчетная схема электромеханического подъемника

Диаметр роликов и параметры каретки принимают из конструктивных соображений (по выбранному прототипу подъемника) $d = 0,07$ м, $AK = (0,3 \dots 0,5) \cdot CD$, $CK = (0,5 \dots 0,7) \cdot AK$ (рисунок 5.2).

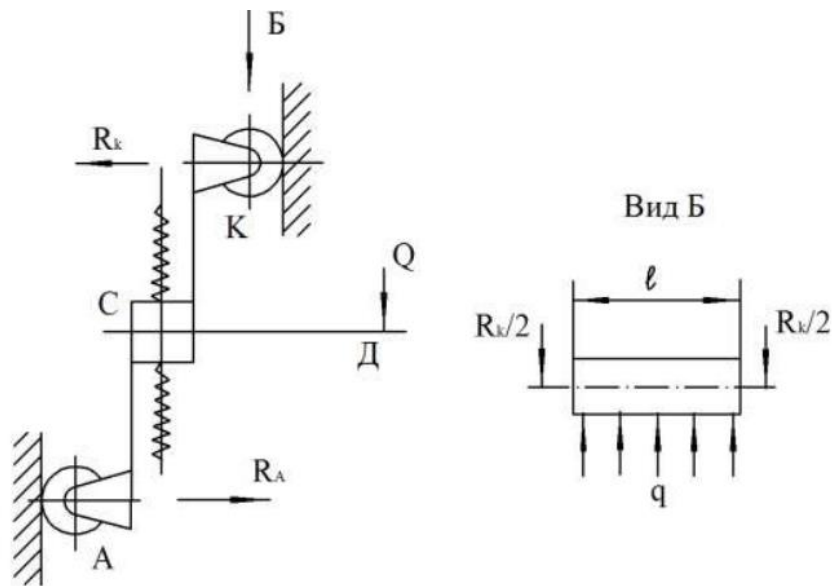


Рисунок 5.2. – Схема действия сил и нагрузок на элементы каретки

Силы, действующие на ролики, согласно рисунку 5.2, определяют из системы уравнений:

$$\begin{cases} \sum M_a = R_k \cdot AK - Q \cdot (CD + AC) = 0 \\ \sum X = R_a - R_k = 0 \end{cases} \quad (5.13)$$

Отсюда

$$R_k = \frac{Q \cdot (CD + AC)}{AK} \quad (5.14)$$

$R_a = R_k$ независимо от соотношения размеров AK и CK .

Ролик и поверхность, на которую действует распределенная нагрузка q , подвергаются термообработке и рассчитываются по контактным напряжениям

$$[\sigma_k] \leq 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (5.15)$$

где $E_{np} = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны;

q – распределенная нагрузка.

Т.к. ролик и направляющая изготовлены из одинакового материала, то

$$E_1 = E_2 = E_{np}, \quad \frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}, \quad (5.16)$$

где r_1 – радиус ролика;

r_2 – радиус направляющей.

Если $r_2 = \infty$, то $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1}$ и из системы уравнений (5.13) распределен-

ная нагрузка на ролик:

$$q \leq \frac{[\sigma_k]^2 \cdot d}{2 \cdot 0,174 \cdot S \cdot E_{np}}, \quad (5.17)$$

где $S_1 = 1,2-1,3$ – коэффициент запаса;

$[\sigma_k] = 2,8 \cdot [\sigma_m]$ – для качественных конструкционных сталей, подвергнутых объемной закалке $\sigma_m = 650 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Длина ролика:

$$l = \frac{R_k}{q} \quad (5.18)$$

Дополнительное усилие на винте, создаваемое роликами в процессе качения по направляющим:

$$Q_d = R_k \cdot f \cdot z, \text{ Н} \quad (5.19)$$

где $f = 0,01$ – коэффициент трения качения;

z – число роликов в стойке.

Внутренний диаметр винта ориентировочно определяют из расчета на сжатие по пониженному на 30% допустимому напряжению:

$$\frac{\pi \cdot d_g^2}{4} = \frac{Q}{(0,7 \cdot \pi \cdot [\sigma_{сж}])}, \quad (5.20)$$

Диаметр вала:

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{0,7 \cdot \pi \cdot [\sigma_{сж}]}} \quad (5.21)$$

Допустимое напряжение

$$[\sigma_{сж}] = [\sigma_g] / [n], \quad (5.22)$$

где $[\sigma_g] = (180...200) \cdot 10^6$ – допустимый предел выносливости материала винта; $n = 2,5...3$ – коэффициент запаса прочности.

Таким образом, рассчитав параметры вала и гайки выбирают тип резьбы (см. раздел 4.2).

РЕКОМЕНДОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Ивашко, В. С. Оборудование технического обслуживания автотранспортных средств : учеб. пособие / В. С. Ивашко. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2016. – 324 с.

2. Гузенков, П. Г. Курсовое проектирование по деталям машин и подъемно-транспортным машинам : метод. указания к проектам для студ. техн. спец. высших учеб. заведений / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1990. – 111 с.

3. Кудрин, А. И. Основы расчета нестандартизованного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей : учеб. пособие / А. И. Кудрин. – Челябинск : ЮУрГУ, 2003. – 168 с.

4. Першин, В. А. Типаж и техническая эксплуатация оборудования предприятий автосервиса : учеб. пособие / В. А. Першин. – Ростов н/Д. : Феникс, 2008. – 413 с.

5. Шец, С. П. Проектирование и эксплуатация технологического оборудования для технического сервиса автомобилей в условиях АТП : учеб. пособие / С. П. Шец, И. А. Осипов. – Брянск : БГТУ, 2004. – 270 с.

6. Мягков, В. Д. Допуски и посадки. Справочник : в 2 ч. / В. Д. Мягков. – Л. : Машиностроение, 1983. – Ч. 2. – 448 с.

7. Аввакумов, М. В. Расчет цепных передач : метод. указания к выполнению курсовой работы / М. В. Аввакумов, А. Б. Коновалов. – СПб. : СПб ГТУРП, 2013. – 31 с.

8. Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование / Ф. М. Санюкевич. – Брест : Брестский гос. техн. ун-т, 2004. – 488 с.

9. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – М. : Высш. шк., 1991. – 432 с.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ «ПОЛОЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Автомобильный транспорт»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине: _____

на тему: _____

№ варианта _____

Выполнил
студент гр. _____

Петров В. В.

Руководитель

доц. Веремей Г. А.

2021

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № _____

к курсовой работе по дисциплине «Механизация процессов технической эксплуатации» на тему:

«Проектирование автомобильного _____ подъемника с
(количество стоек)

_____ приводом и _____
(тип привода) (тип синхронизирующего устройства)

синхронизирующим устройством»

студенту _____
(Ф. И. О. студента, шифр академической группы)

Исходные данные к курсовой работе:

- 1) тип привода _____
- 2) монтажное исполнение _____
- 3) количество стоек (гидроцилиндров, плунжеров) _____
- 4) тип передачи _____
- 5) тип синхронизирующего устройства _____
- 6) рабочий элемент _____
- 7) исполнительный механизм _____
- 8) количество двигателей _____
- 9) максимальная грузоподъемность, кг _____
- 10) максимальная высота подъема, мм _____
- 11) время подъема на максимальную высоту, с _____
- 12) схема подхвата автомобиля _____
- 13) расположение консолей _____

Дата выдачи задания: _____

Дата выполнения (фактическая): _____

Срок сдачи студентом законченной работы (по плану): _____

Студент _____
(Ф. И. О.) (подпись)

Руководитель _____
(Ф. И. О.) (подпись)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ варианта	Конструктивная схема (тип привода)	Монтажное исполнение	Количество стоек (гидроцилиндров, плунжеров)	Тип передачи	Устройство синхронизации	Рабочий элемент	Исполнительный механизм	Количество двигателей	Максимальная грузоподъемность, кг	Максимальная высота подъема, мм	Время подъема на максимальную высоту, с	Схема подхвата автомобиля	Расположение консолей
1	ЭМ	Н	2	К-Р	Ц	К	В-Г	1	1900	1900	70	Куз	С
2	ЭМ	Н	4	РК	Ц	П	В-Г	1	5100	1950	90	Кол	А
3	ЭМ	Н	2	К-Р	Ц	К	В-Г	1	3500	1800	110	Куз	С
2	ЭМ	Н	4	Р	Ц	П	В-Г	1	8000	1950	120	Кол	А
4	ЭМ	Н	4	К-Р	Ц	П	В-Г	1	6000	2100	70	Кол	А
6	ЭМ	Н	2	Р	Ц	К	В-Г	1	2500	1700	130	Куз	С
7	ЭМ	Н	2	К-Р	Ц	К	В-Г	1	2400	1800	70	Куз	С
8	ЭМ	Н	4	РК	Ц	П	В-Г	1	9000	2000	60	Кол	А
9	ЭМ	Н	2	Р	Ц	К	В-Г	1	3100	2000	90	Куз	С
10	ЭМ	Н	4	К-Р	Ц	П	В-Г	1	4500	1700	80	Кол	А
11	ЭМ	Н	2	Р	Ц	К	В-Г	1	2700	2100	75	Куз	С
12	ЭМ	Н	4	РК	Ц	П	В-Г	1	9000	1900	90	Кол	А
13	ЭМ	Н	2	РК	Ц	К	В-Г	1	3000	2000	70	Куз	С
14	ЭМ	Н	4	Р	Ц	П	В-Г	1	11000	2100	90	Кол	А
15	ЭМ	Н	2	РК	Ц	К	В-Г	1	2500	1900	75	Куз	С
16	ЭМ	Н	4	Ч	Ц	П	В-Г	1	8500	1950	80	Кол	С
17	ЭМ	Н	2	Р	Ц	-	В-Г	1	2000	1800	74	Р	-
18	П	З	1	Р	-	П	-	1	4000	1850	110	Кол	-
19	П	К	2	Р	-	-	-	2	1900	700	20	Р	-
20	ЭМ	Н	4	К-Р	Ц	П	В-Г	4	14000	1900	70	Кол	-
21	ЭГ	Н	4	Р	Т	П	Т	2	10000	1900	80	Кол	-
22	П	З	4	Р	Э	П	-	4	12000	2000	70	Кол	-
23	ЭМ	Н	2	Ч	Ц	К	В-Г	1	2500	2000	90	Куз	А
24	П	К	1	Р	-	-	-	1	1900	700	25	Р	-
25	ЭМ	Н	4	Ч	Э	К	В-Г	4	15000	2150	90	Куз	С
26	ЭГ	Н	2	Т	Э	К	Т	2	13000	2000	60	Куз	С
27	ЭМ	Н	4	РК	Ц	К	В-Г	2	13500	2200	80	Куз	А
28	ЭМ	Н	2	К-Р	Ц	К	Т	1	2400	2250	45	Куз	С
29	ЭГ	Н	4	Т	Э	К	Т	4	14500	1950	70	Куз	А
30	П	З	3	Р	Ц	П	-	1	4000	2000	60	Кол	-

***** Принятые табличные сокращения**

Позиция 1: ЭМ – электромеханический; ЭГ – электрогидравлический;
П – плунжерный.

Позиция 2: З – заглубленный; К – канавный; Н – напольный.

Позиция 4: Ч – червячная; К-Р – клиноременная; РК – редуктор конический; РЦ – редуктор цилиндрический; Р – редуктор.

Позиция 5: Ц – цепное; Э – электрическое; Т – тросовое; ТВ – посредством трансмиссионного вала.

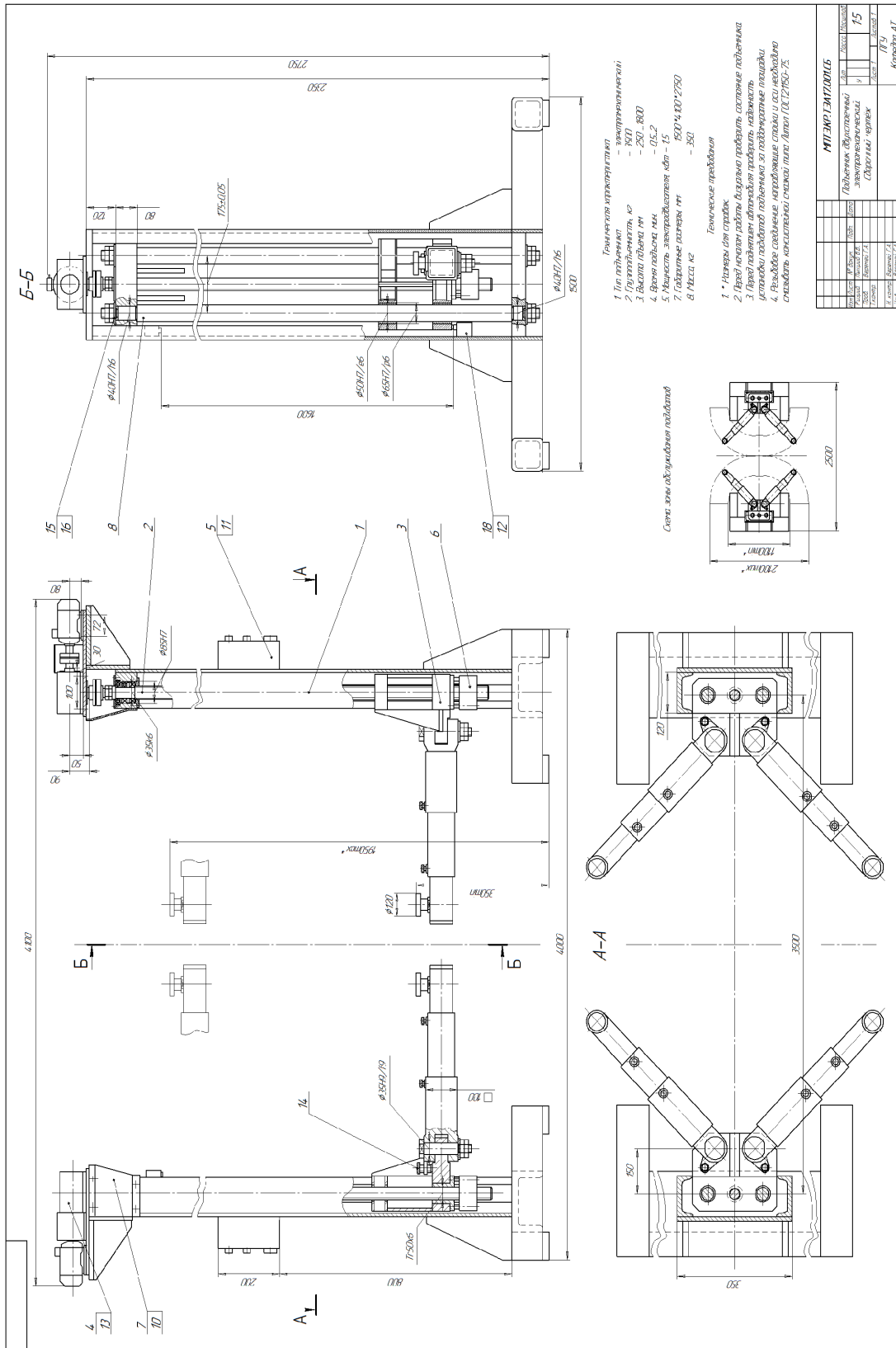
Позиция 6: К – консоль; П – платформа.

Позиция 7: В-Г – винт-гайка; Т – трос.

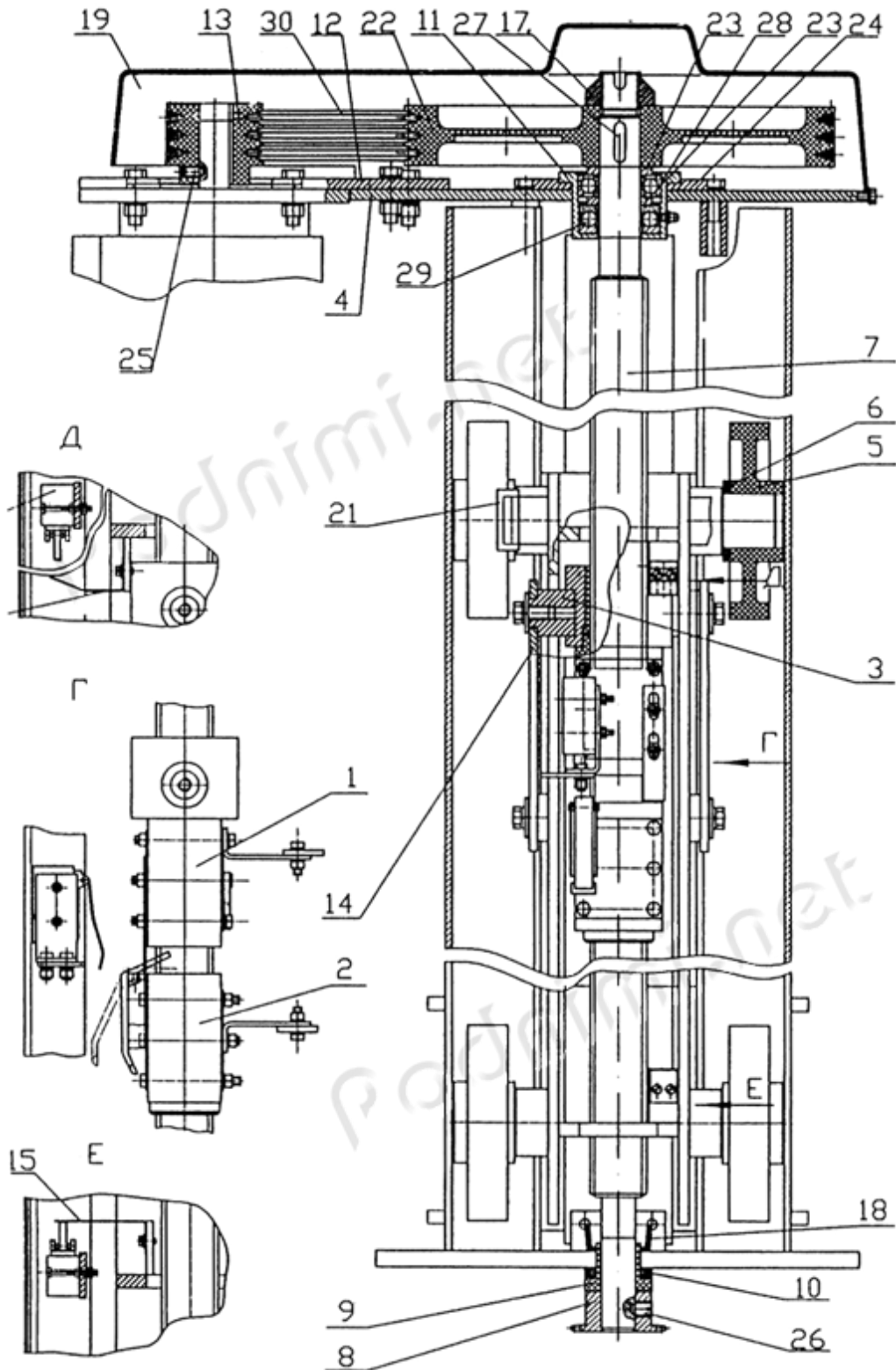
Позиция 12: Куз – под кузов; Кол – под колесо; Р – под раму.

Позиция 13: С – симметричное; А – асимметричное.

Пример выполнения сборочного чертежа
двухстоечного электромеханического подъемника



Фрагмент сборочного чертежа
привода электромеханического подъемника



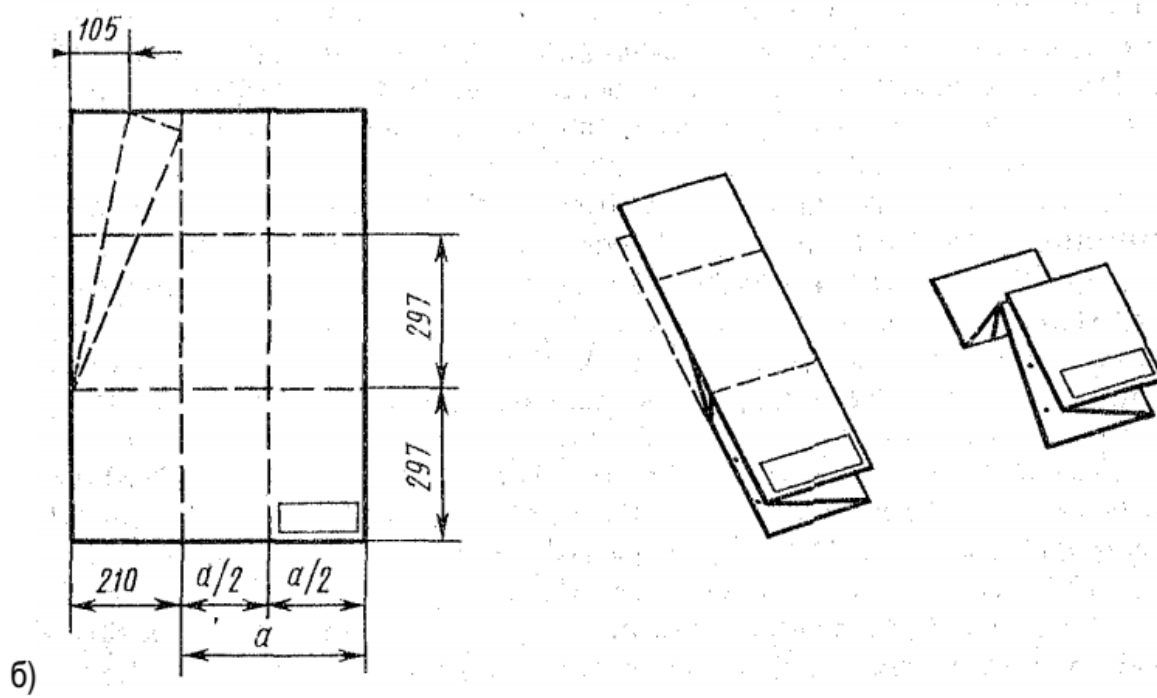
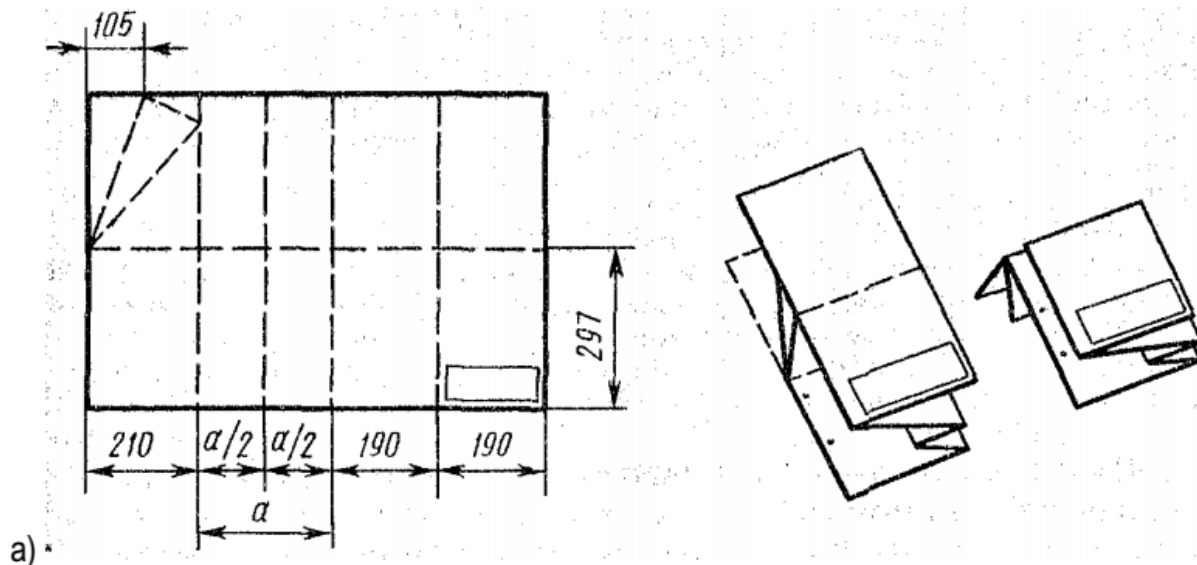
Спецификация к сборочному чертежу подъемника

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примеч.
				<u>Документация</u>		
			КП2010.07/1565.003СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	КП2010.07/1565.003.10	Стойка	2	
		2	КП2010.07/1565.003.20	Винт	2	
		3	КП2010.07/1565.003.30	Каретка	2	
		4	КП2010.07/1565.003.40	Привод	2	
		5	КП2010.07/1565.003.50	Пульт	1	
		6	КП2010.07/1565.003.60	Гайка страховочная	2	
		7	КП2010.07/1565.003.70	Кожух	2	
				<u>Детали</u>		
		8	КП2010.07/1565.003.01	Колонка направляющая	4	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		10		Винт М6-6дх15.58.016 ГОСТ174 75-80	12	
		11		Винт М6-6дх20.58.016 ГОСТ1491-80	12	
		12		Винт М5-6дх15.58.016 ГОСТ174 73-80	4	
МПТЭ.КР.ТЭА17.001.						
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Петров В.В.				Лит	Лист
Проб.	Веремей Г.А.					1
						2
Н. контр.	Веремей Г.А.				ПГУ	
Утв.	Веремей Г.А.				Кафедра АТ	

ПРИЛОЖЕНИЕ Е1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол	Примеч.	
		13		<i>Винт М8-6дх30.58.016 ГОСТ11738-80</i>	8		
		14		<i>Винт М8-6дх20.58.016 ГОСТ11738-80</i>	4		
		15		<i>Гайка М6. 02.05 ГОСТ5915-80</i>	8		
		16		<i>Шайба 36.05 ГОСТ11371-78</i>	4		
				<u>Прочие изделия</u>			
		18		<i>Микровыключатель</i>	2		
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	МПТЭ.КР.ТЭА17.001		<i>Лист</i>
							2

Методы складывания листа формата А1 для брошюрования
(а – горизонтального, б – вертикального)



Параметры трапецидальной резьбы, мм (ГОСТ 9481-81)

Шаг резь- бы P	Винт (наружная резьба)	Винт и гайка	Гайка (внутренняя резьба)		
	Диаметр резьбы				
	наружный d	внут- ренний d_3	средний $d_2 = D_2$	наруж- ный D_4	внут- ренний D_1
1,5	8; 9; 10	$d-1,8$	$d-0,75$	$d+0,3$	$d-1,5$
2	8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28	$d-2,5$	$d-1$	$d+0,5$	$d-2$
3	11; 12; 14; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60	$d-3,5$	$d-1,5$	$d+0,5$	$d-3$
4	16; 18; 20; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110	$d-4,5$	$d-2$	$d+0,5$	$d-4$
5	22; 24; 26; 28; 85; 90; 95; 100; 110	$d-5,5$	$d-2,5$	$d+0,5$	$d-5$
6	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 120; 130; 140; 150; 160; 170	$d-7$	$d-3$	$d+1$	$d-6$
7	38; 40; 42; 44	$d-8$	$d-3,5$	$d+1$	$d-7$
8	22; 24; 26; 28; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 230; 240	$d-9$	$d-4$	$d+1$	$d-8$
9	55; 60	$d-10$	$d-4,5$	$d+1$	$d-9$

Параметры трапецеидальной резьбы, мм (ГОСТ 24738-81)

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг P	Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг P
1	2		1	2	
8	—	1,5; 2*	140	—	6, 14, 16*, 24 6, 16, 24 6, 8*, 16, 24*, 28
10	9		—	150	
—	11		160	170	
12	14	2, 3	180	—	8, 18, 20*, 28, 32* 8, 18, 20*, 32 8, 10*, 18, 20*, 32
16	—	2, 4	—	190	
20	18	2, 4	200	—	
—	22	2*, 3, 5, 8	220	210	8, 10*, 20, 32*, 36 8, 20, 36 8, 12*, 22, 24*, 36, 40*
24	26		—	230	
28	—		240	—	
32	30	3, 6, 10	260	250	12, 22, 24*, 40 12, 24, 40 12, 24, 44
36	34	3, 6, 10	280	270	
—	38	3, 6*, 7, 10	—	290	
40	42	3, 6*, 7, 10	300	—	12, 24, 40*, 44 12, 48 12, 48
44	—	3, 7, 8*, 12	320	340	
48	46	3, 8, 12	360	380	
52	50	3, 8, 12	400	—	12, 48 16 16
60	55	3, 8*, 9, 12*, 14	440	420	
70	65	4, 10, 16	—	460	
80	75	4, 10, 16	500	480	16 20 20 20
90	85	4, 5*, 12, 18, 20 *	—	520	
—	95	4, 5*, 12, 18, 20 *	560	540	
—	—	—	—	580	
100	110	4, 5*, 12, 20	620	600	24 24
120	130	6, 14, 16*, 22, 24 *	—	640	

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы первый ряд следует предпочитать второму. 2. Шаги, напечатанные полужирным шрифтом, являются предпочтительными при разработке новых конструкций. 3. Шаги, обозначенные звездочкой, не следует применять при разработке новых конструкций.

Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные

Номинальная мощность $P_{ном}$, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000		1500		1000		750					
	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680				
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675				
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ471А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700				
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700				
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700				
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700				
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700				
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700				
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720				
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720				
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730				

Примечания: 1. Структура обозначения типоразмера двигателя: 4—порядковый номер серии; А—вид двигателя—асинхронный; А—станина и щиты двигателя алюминиевые (отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные); М—модернизированный; двух- или трехзначное число—высота оси вращения ротора; А, В—длина сердечника статора; L, S, M—установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8—число полюсов; У3—климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом) по ГОСТ 15150—69. 2. Обозначение документа на поставку: двигатели 4ААМ56У3 по ТУ16—510.755—81; двигатели 4ААМ63У3 по ТУ16—510.770—81; двигатели 4АМ71У3—4АМ100У3 по ТУ16—510.776—81; двигатели 4АМ112У3; 4АМ132У3 по ТУ16—510.781—81; двигатели 4АМ160С8У3 по ТУ16—510.810—81.