Сибирский государственный университет водного транспорта

(СГУВТ)

Кафедра СПК и ОВР

Практическая работа №1

По дисциплине «Строительные машины и оборудование»

На тему «Обоснование привода механизма подъема строительных машин»

Вариант задания 15

Выполнил: студент гр.ГТ-31

Тишкин А.В.

Проверил:

Ефремов А.М.

Новосибирск 2018

**Содержание**

Исходные данные……………………………………………………………….3

1.Канатно-блочная система…………………………………………………….4

2. Грузозахватные устройства и приспособления…………………………….8

3. Расчет грузоподъемного механизма с канатно – блочной системой……..9

4. Остановы и тормозные устройства…………………………………………15

5. Расчет и выбор муфты……………………………………………………….16

6. Разработка кинематической (компоновочной) схемы привода…………...17

7. Заключение……………………………………………………………….. ….18

**Исходные данные:**

Грузоподъемность, Qн = 25т.

Рабочая скорость, Vп = 10 м/мин

Высота подъема, H = 59 м

Относительная продолжительность включения, ПВ = 17%

Режим работы – С

Род груза – Ригели перекрытий

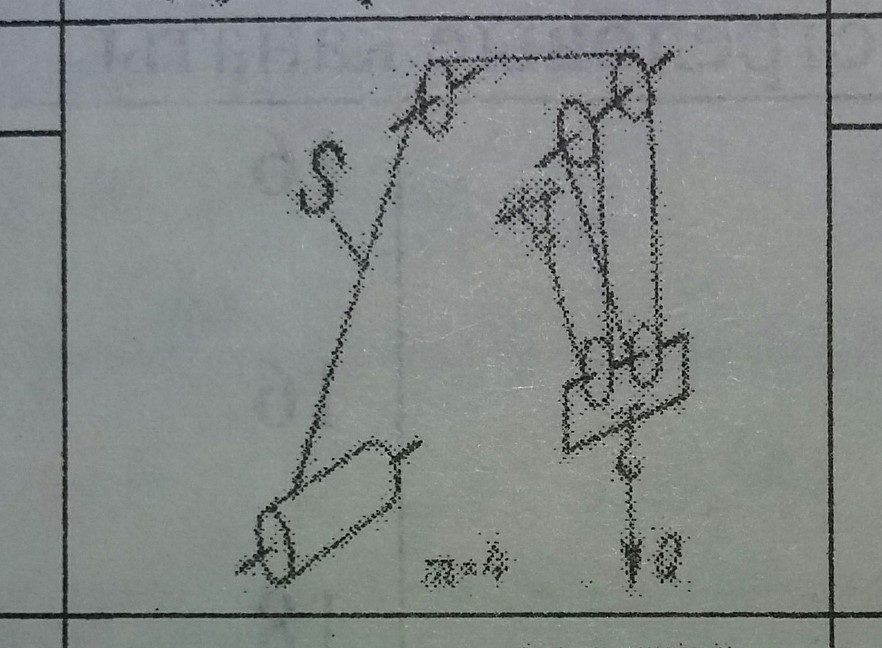


Рисунок 1. Схема запасовки каната

**Примечание:** принимаем сдвоенную схему запасовки каната, т.к. усилие на 1 канат слишком велико, берем 2 каната, и усилие на 1 канат уменьшается в 2 раза.

**1.Канатно-блочная система**

Рассчитываем разрывное усилие в канате и согласно ГОСТу выбирается стальной канат, выписываются его основные характеристики. Разрывное усилие в канате в канате определяется по формуле:

Sp≥Smax\*k (1)

где k - коэффициент запаса прочности зависящий от режима работы механизма.

Smax – максимальное усилие в ветви каната, кН.

Smax= (2)

где - номинальная грузоподъёмность, т

g - ускорение свободного падения, кгс∙м/с2;

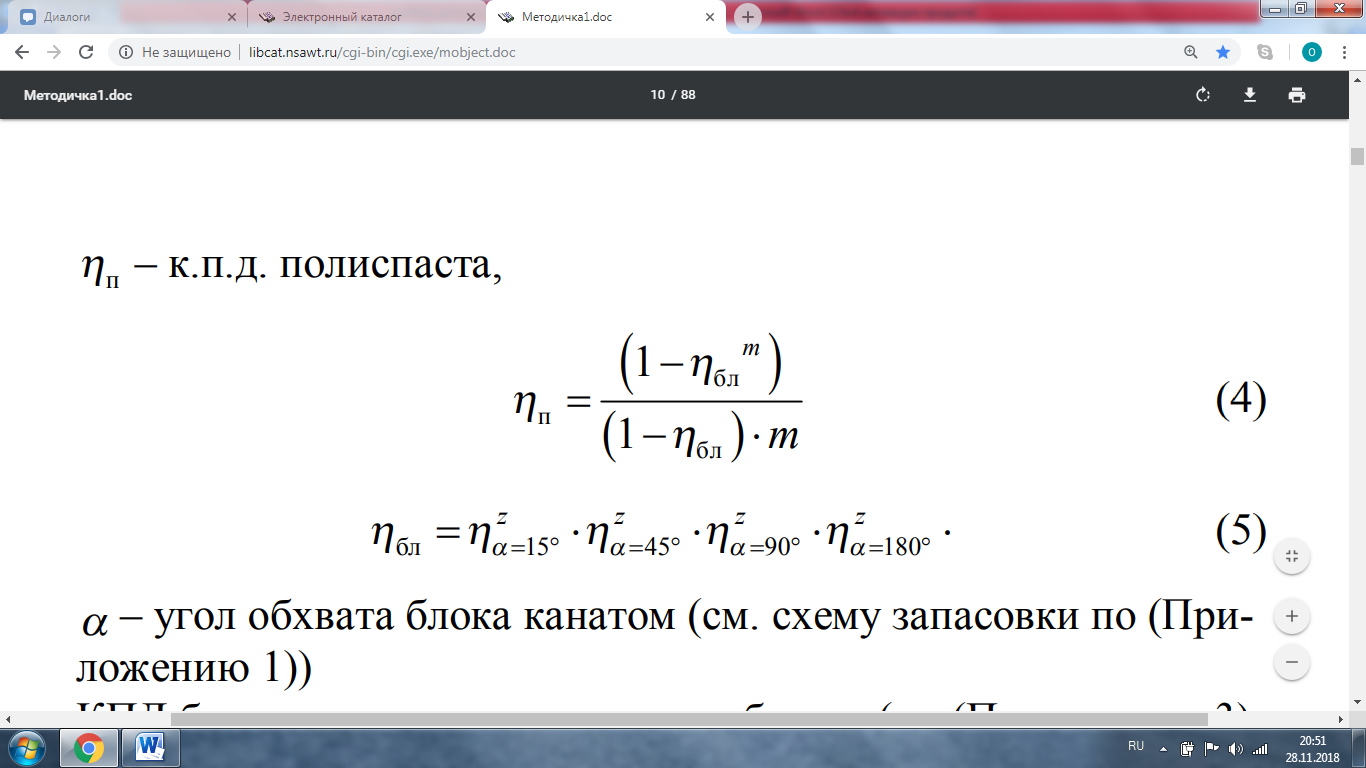
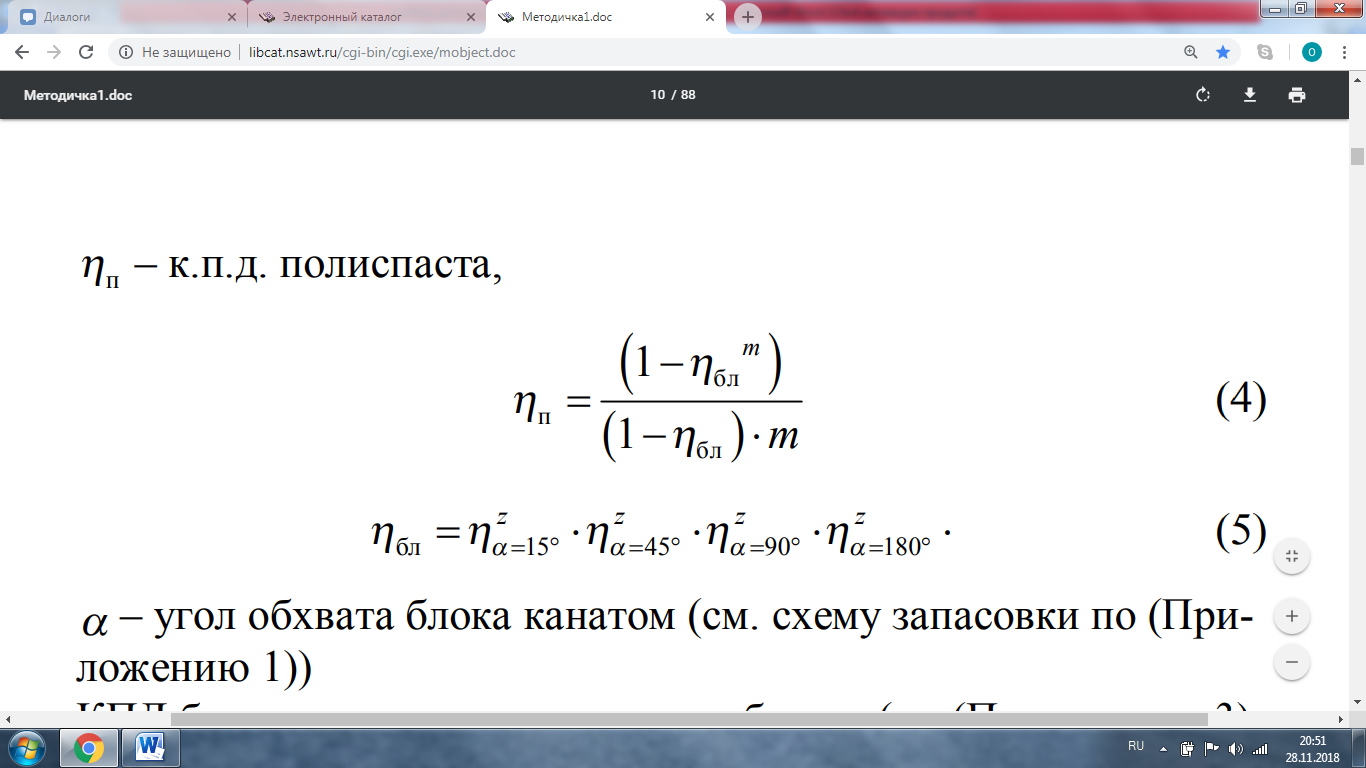
a - количество концов каната закрепленных на барабане;

m – кратность полиспаста;

η – общий к.п.д. схемы запасовки каната.

η=ηбл\*ηбар\*ηп (3)

ηп – к.п.д. полиспаста,



α - угол обхвата блока канатом

z - количество блоков с определенным углом обхвата, согласно схеме запасовки каната

ηбар – к.п.д. барабана

ηбар(к)=0.95

ηбл= =0,802503

Определяем общий КПД схемы запасовки каната по формуле (3)

η=0.802\*0,732\*0,95=0.558

Определяем максимальное усиление в ветви каната по формуле (2), кН

Smaх==54,68

Рассчитываем разрывное усилие по формуле (1)

Sp≥50,68\*5,5=300,78

Выбираем канат по разрывному усилию из приложения «Канаты стальные (выборочные данные)». По таблице определили, что 304 кН, так как это ближайшее число к рассчитанному разрывному усилию.

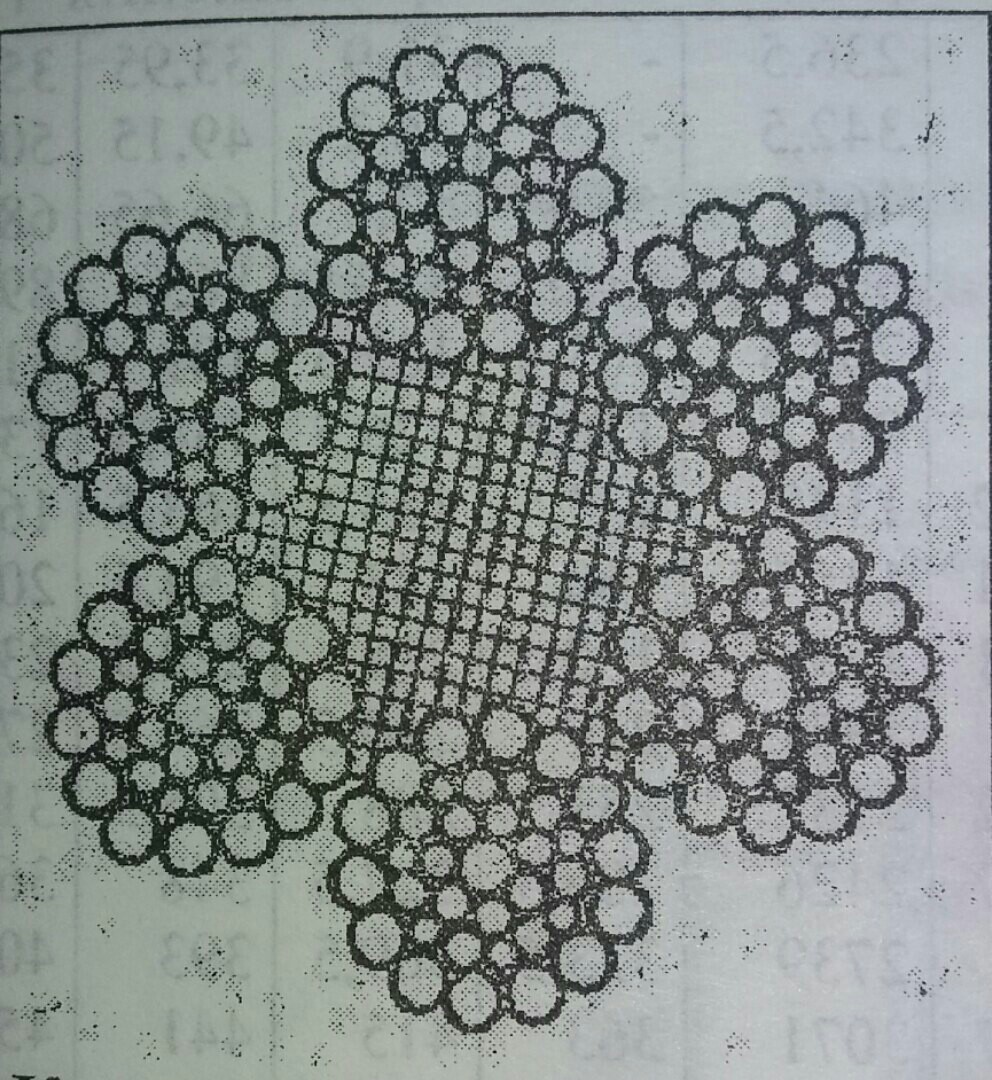


Рисунок 2. Канат двойной свивки типа ЛК-РО 6х36 проволок с одним органическим сердечником, ГОСТ 7668-80

Диаметр каната dk=23,5 мм

Расчетная площадь сечения всех проволок 215,94 мм

Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната 2130 кг

Маркировочная группа 1764 Мпа (180 кгс/мм2)

Разрывное усилие каната в целом Sраз=304 кН

Диаметр барабана определяется по формуле:

Dб≥dк\*(*е* -1) (6)

где *dk*-диаметр каната

*е*- коэффициент зависящий от типа привода и режима работы машины

Dб≥23,5\*(25-1)=564 мм

Длина нарезной части барабана определяется:

LH=Zo\*tH (7)

где tH= dк+2 - шаг нарезки, мм

Zo= Zр+ Zз+ Zкр - общее число витков нарезки, состоящее из числа рабочих, запасных и витковых креплений каната.

Zр= (8)

где Hп-высота подъема,м

Dбс-диаметр барабана, измеренный по средней линии навиваемого каната (= Dб+*dk*)

Zз=2÷3-число запасных витков

Zкр=1÷3-число витков на креплении каната

Определяем полное число витков нарезки

Zр=

Zo=103+3+3=109

Определяем длину нарезной части барабана по формуле (7)

LH=109\*37=4033мм

Определяем полную длину барабана при сдвоенном полиспасте:

Lп=Lн+5÷7\*tн (9)

Lп=2\*4033+7\*37=8399мм (т.к. принимаем 2 независимые лебедки)

LH/ Dб≤3÷3,5

4033/710=2,84

2,84≤3÷3,5

Определяем толщину стенки барабана

δст=0,02\*Dб+(6÷10) (10)

δст=0,02\*710+6=20,2 мм

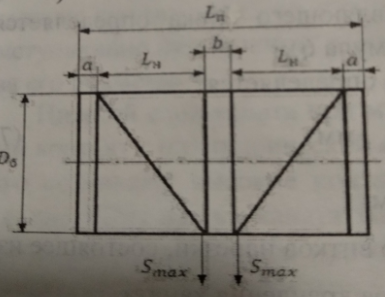


Рисунок 3. Расчетная схема барабана для одинарного полиспаста

**2. Грузозахватные устройства и приспособления.**

Грузозахватные устройства строительных машин должны: обеспечивать полное использование грузоподъемности крана: соответствовать свойствам, роду и форме перегружаемого груза; обеспечивать сохранность груза и минимальную затрату времени на его захват (навеску) и освобождение; иметь небольшую массу при необходимой прочности и долговечности в работе; удовлетворять требованиям техники безопасности при эксплуатации.

Грузозахватные устройства по назначению можно разделить на универсальные, обеспечивающие захват грузов различной конфигурации и размеров, и специальные, приспособленные для захвата грузов определенного вида.

По принципу действия грузозахватные устройства делятся на простые, полуавтоматические и автоматические.

Простые грузозахватные устройства (стропы, сетки, ковши, поддоны и др.) загружают, стропят к грузовому крюку крана и отстропливают вручную, что снижает производительность крана.

Полуавтоматические грузозахватные устройства отличаются тем, что одна из операций (в большинстве случаев отстропка) производится автоматически. К ним относятся: захват для универсальных контейнеров, захват для рулонов бумаги, ковши и сетки с крюками – самоотцепами и др. Автоматические грузозахватные устройства (грейферы, спредеры, электромагниты, вакуумные захваты) захватывают и освобождают груз без участия рабочих (стропальщика).

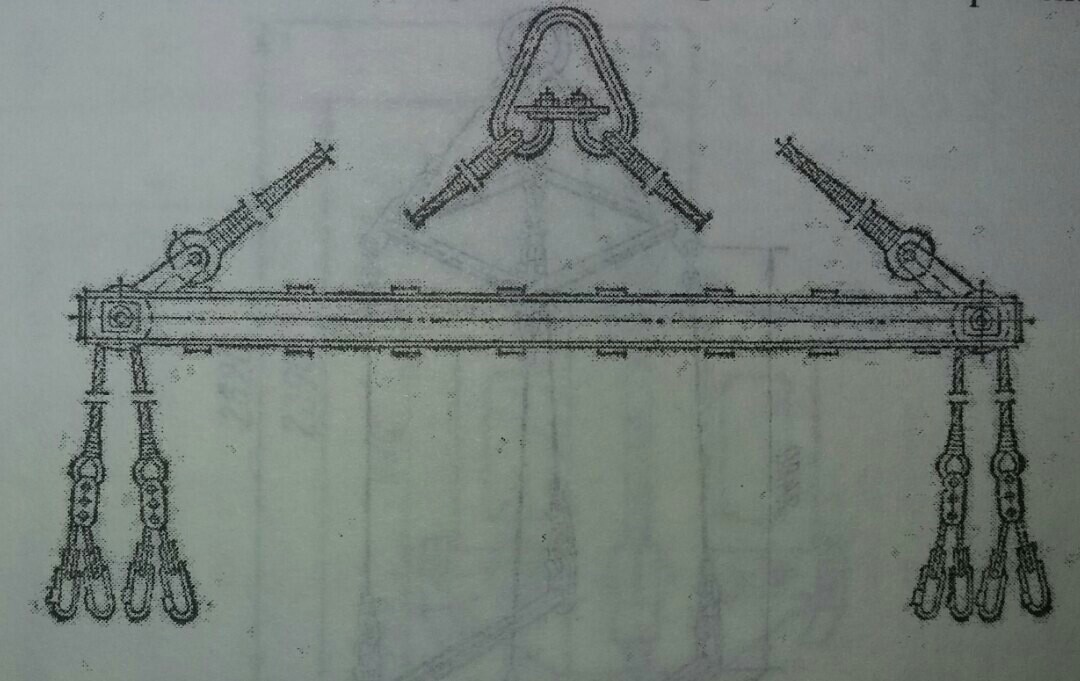


Рисунок 4. Траверса для подъема стеновых панелей

Грузоподъемность- 25т

Масса стропа – 1,883т

**3. Расчет грузоподъемного механизма с канатно – блочной системой**

Определение мощности привода и подбора двигателя.

При расчете мощности двигателя в повторно – кратковременном режиме работы возможны три случая:

* **А.** Фактическая продолжительность включения ПВф соответствует одному из стандартных (номинальных) значений (ПВн= 15%; 25%; 40%; 60%; 80%; 100%), нагрузка постоянна. В этом случае по каталогу выбирается двигатель, мощность которого при заданном ПВ равна требуемой, т.е. Nст=Nк;
* **Б.** Фактическая продолжительность включения ПВф не совпадает с номинальными значениями ПВн. В этом случае двигатель выбирается по номинальной мощность Nн;

Nн=Nст (11)

Где: ПВн – ближайшее большее стандартное значение относительной продолжительности включения;

**В.** Значение мощности переменны в течение цикла. В этом случае определяется средняя статистическая мощность NI за цикл

N1=K (12)

Где : Ni – различные значения статистической мощности за соответствующие промежутки времени ti, времени в течение цикла продолжительностью tц;

К – коэффициент перегрузок при пуске и торможении, К = 1,1÷1,3.

Полученная мощность пересчитывается по выражению (12), и по величине Nн выбирается двигатель соответствующей мощности.

Согласно исходным данным (приложение 1) рассчитывается статистическая мощность электропривода

Nст= (13)

– рабочая скорость, м/с.

– общий к.п.д. механизма;

– к.п.д. передачи между двигателем и барабаном (приложение 6)

– определяется согласно ф.3.

Nст== 47,14 кВт

Т.к. фактическая продолжительность включения ПВф не совпадает с номинальными значениями ПВн, то для выбора двигателя рассчитываем номинальную мощность по формуле (11)

Основные параметры электродвигателя МТВ – 512-6: Nдв = 40 кВт; nдв=725 об/мин; ПВн = 25%; В=B4+B5=424 H= 572; L=1111.

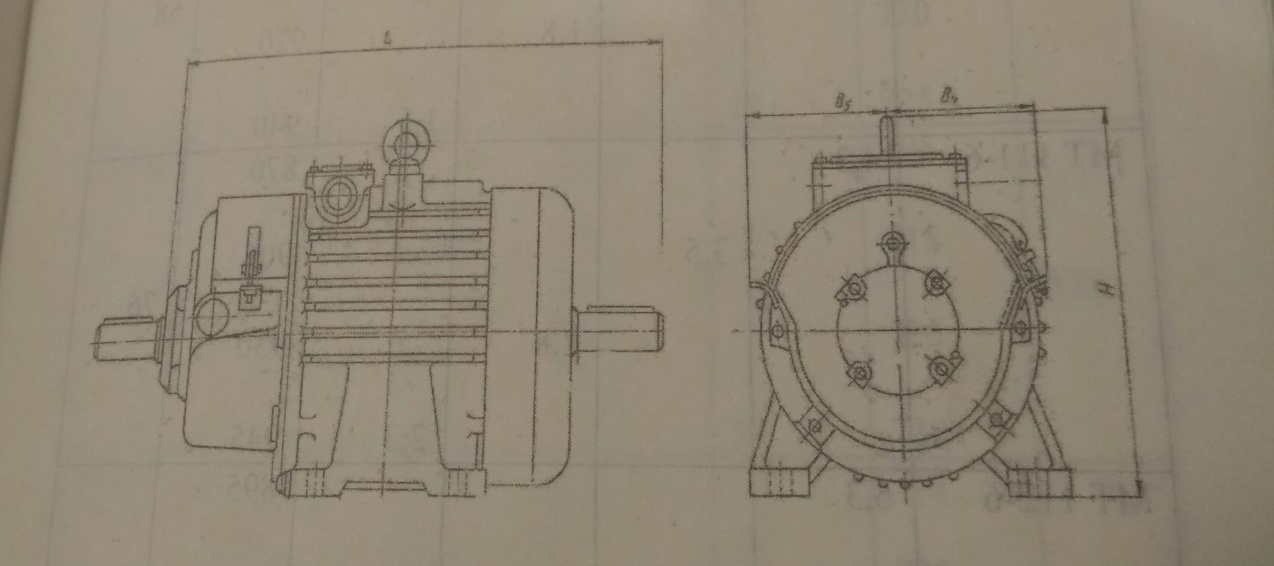
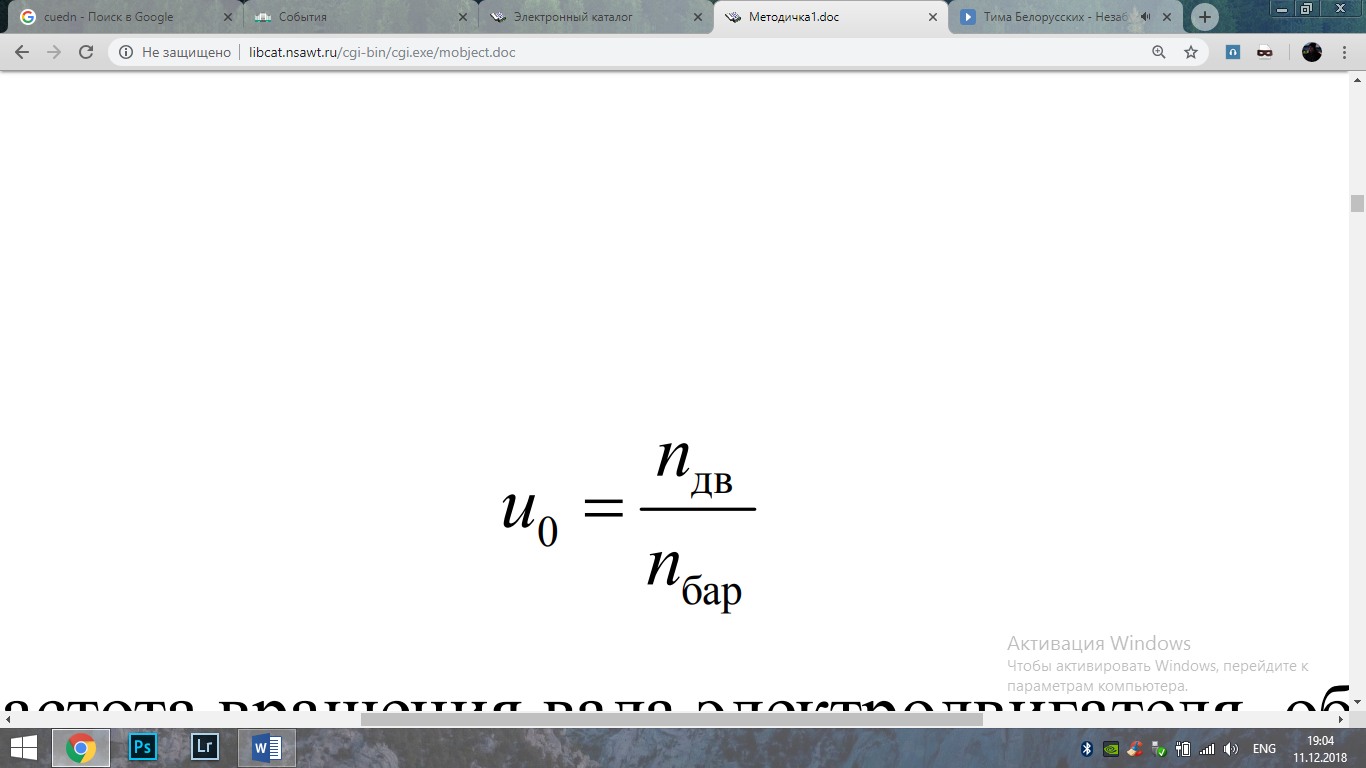


Рисунок 4 - эскиз электродвигателя серии МТВ с основными размерами.

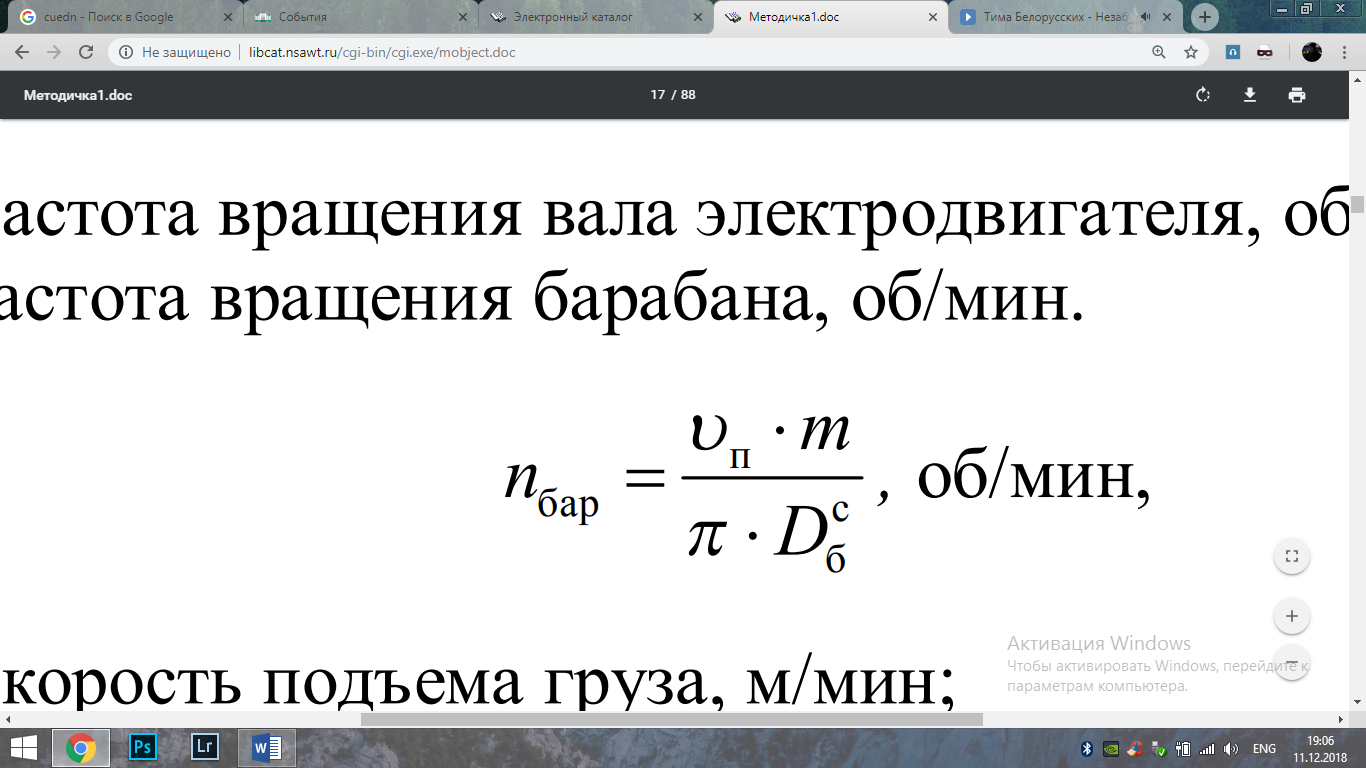
Определяется общее передаточное число механизма и выбирается редуктор (передаточный механизма).



где *n*дв – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

*n*бар – частота вращения барабана, об/мин.

u0=41,76



где υп – скорость подъема груза, м/мин;

*m* – кратность полиспаста механизма;

– определяется по формуле (8)

nбар  об/мин

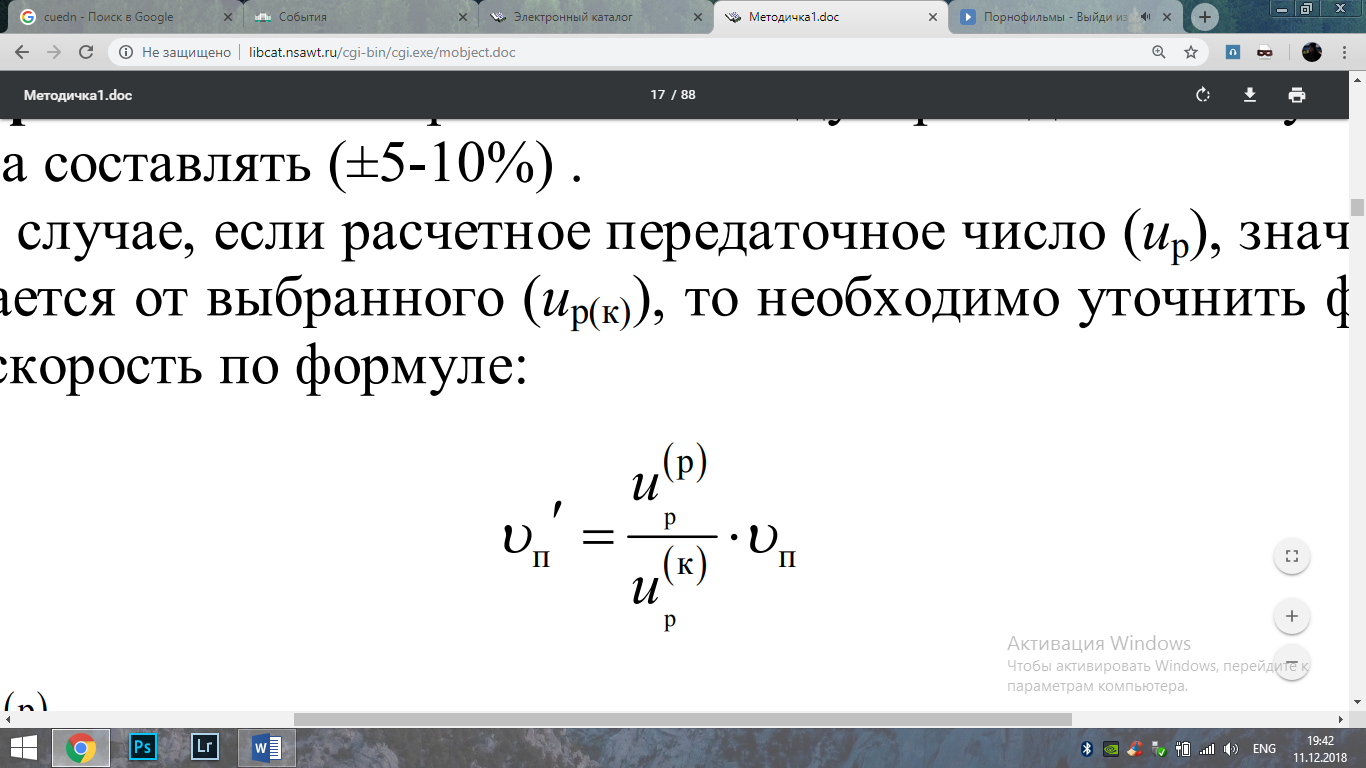
Если в механизме отсутствует открытая передача, то общее передаточное число механизма равно передаточному числу редуктора т.е. *u*0 = *u*р;

По передаточному числу (приложение 9) выбирается редуктор, выписывается тип, основные параметры и линейные размеры. При этом должны выполняться условия:

Nр≈ Nдв(к); *u*р ≈ *u*р(к); *n*р≈ *n*дв

Основные параметры редуктора РЦ2 - 750: L = 1455; B = 650; H = 783.

В случае, когда передаточное число (*u*р), значительно отличается от выбранного (*u*р(к)), то необходимо уточнить фактическую скорость по формуле:

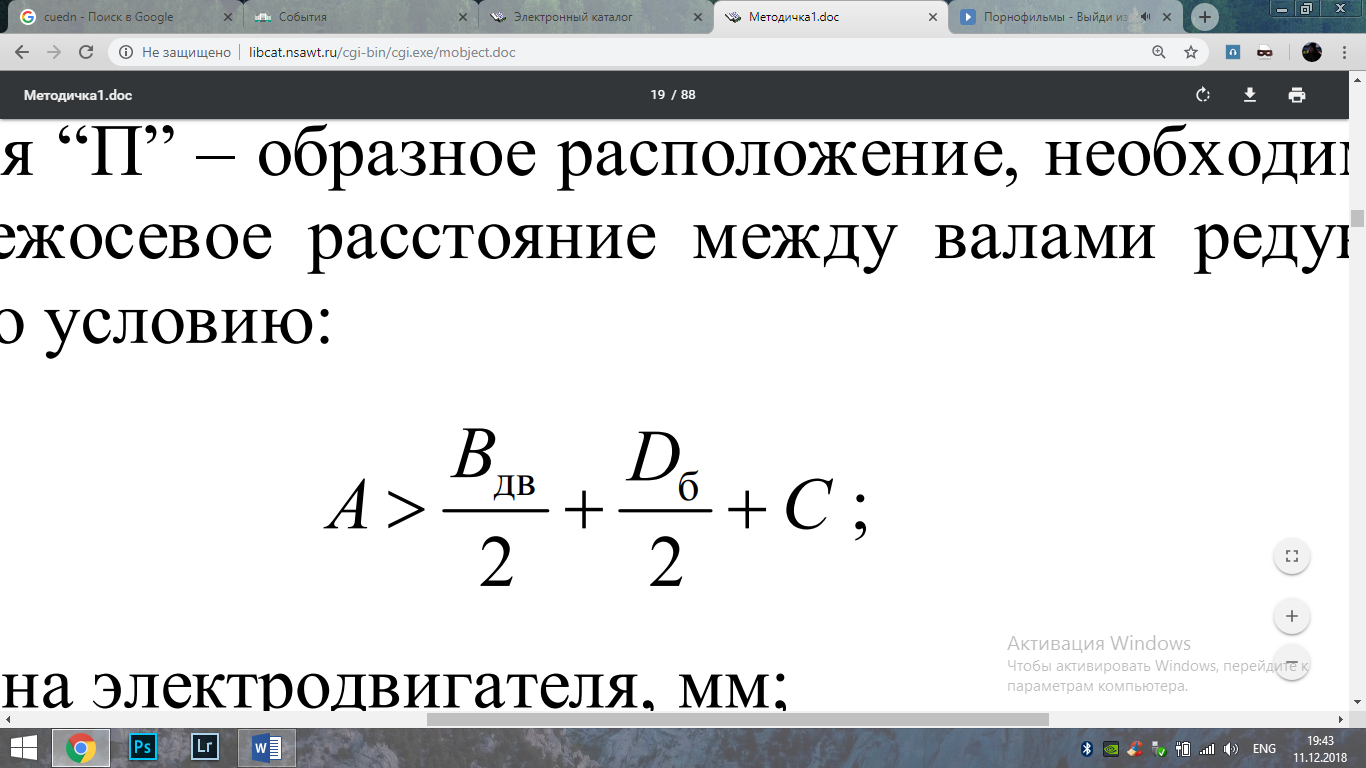


up(P)– расчетное передаточное число редуктора;

up(к) – принятое (выбранное) передаточное число редуктора.

Передаточное число незначительно отличается от выбранного, поэтому уточнять фактическую скорость не нужно.

Межосевое расстояние между валами и редуктором находится:



где Вдв – ширина электродвигателя, мм;

Dб – принятый по ГОСТу диаметр барабана, мм;

С – зазор между барабаном и двигателем, С ≥ 100мм:

По расчетам межосевое расстояние между валами редуктора не соответствует условию формулы (19), следовательно, выбираем "П" образную лебедку.

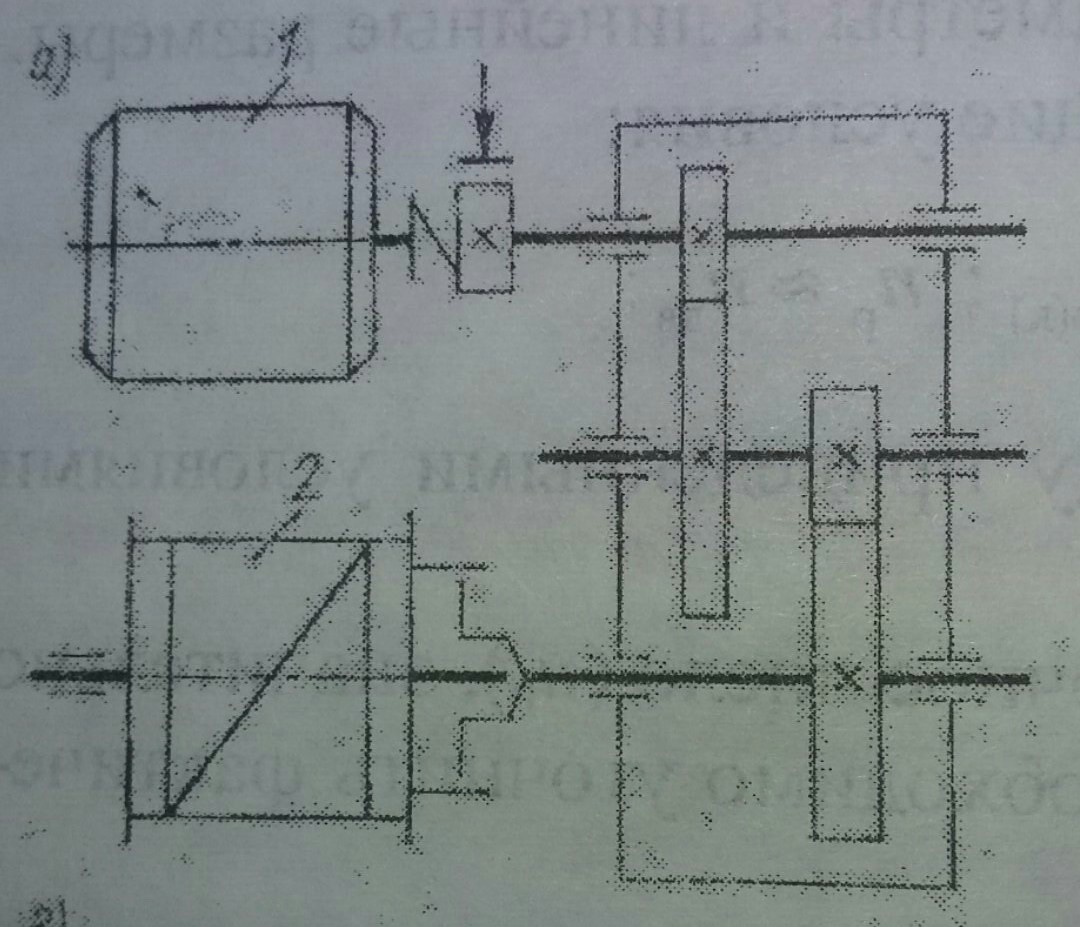


Рисунок. 5. Компоновочная схема лебедки.

1 – двигатель; 2 – барабан.

Исходя из передаточного числа, мощности и оборотов двигателя и межосевого расстояния принимаем редуктор типа Ц2 - 750

число оборотов быстроходного вала = 750 об/мин;

Передаточное число = 41,34;

максимальная мощность на быстроходном валу = 120 кВт.

Основные размеры:

L = 1455 мм; B = 650 мм; H = 783 мм.

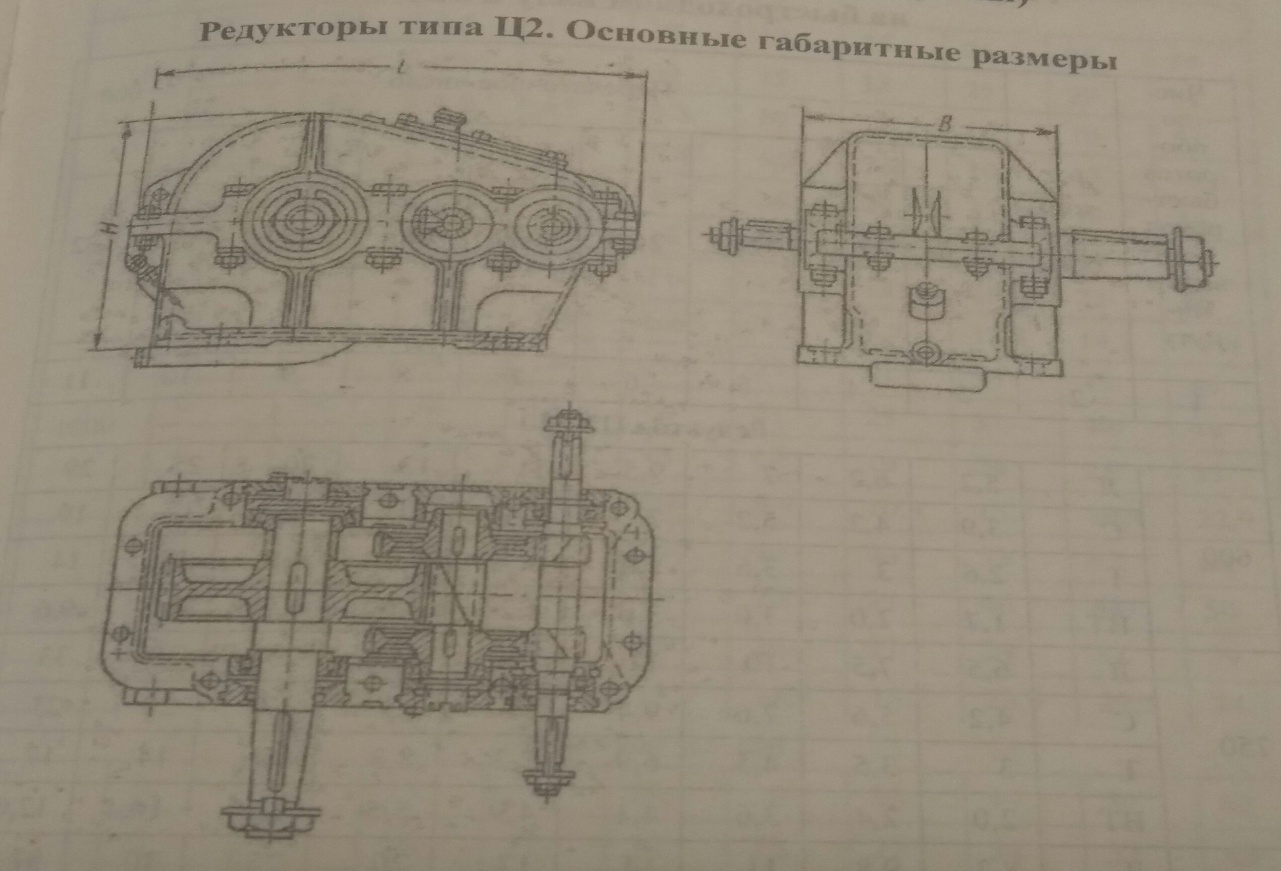
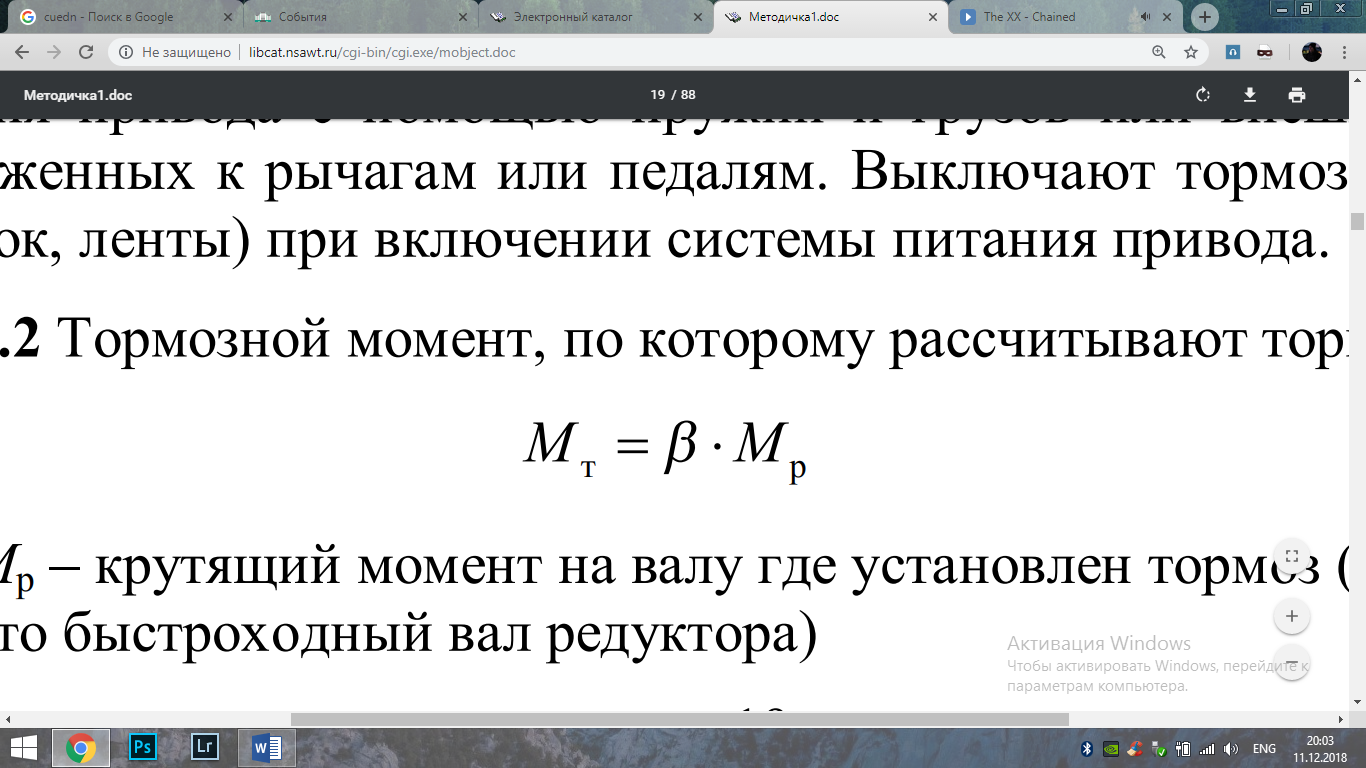


Рисунок 5 - эскиз редуктора Ц2 - 750 с основными размерами.

**4. Остановы и тормозные устройства.**

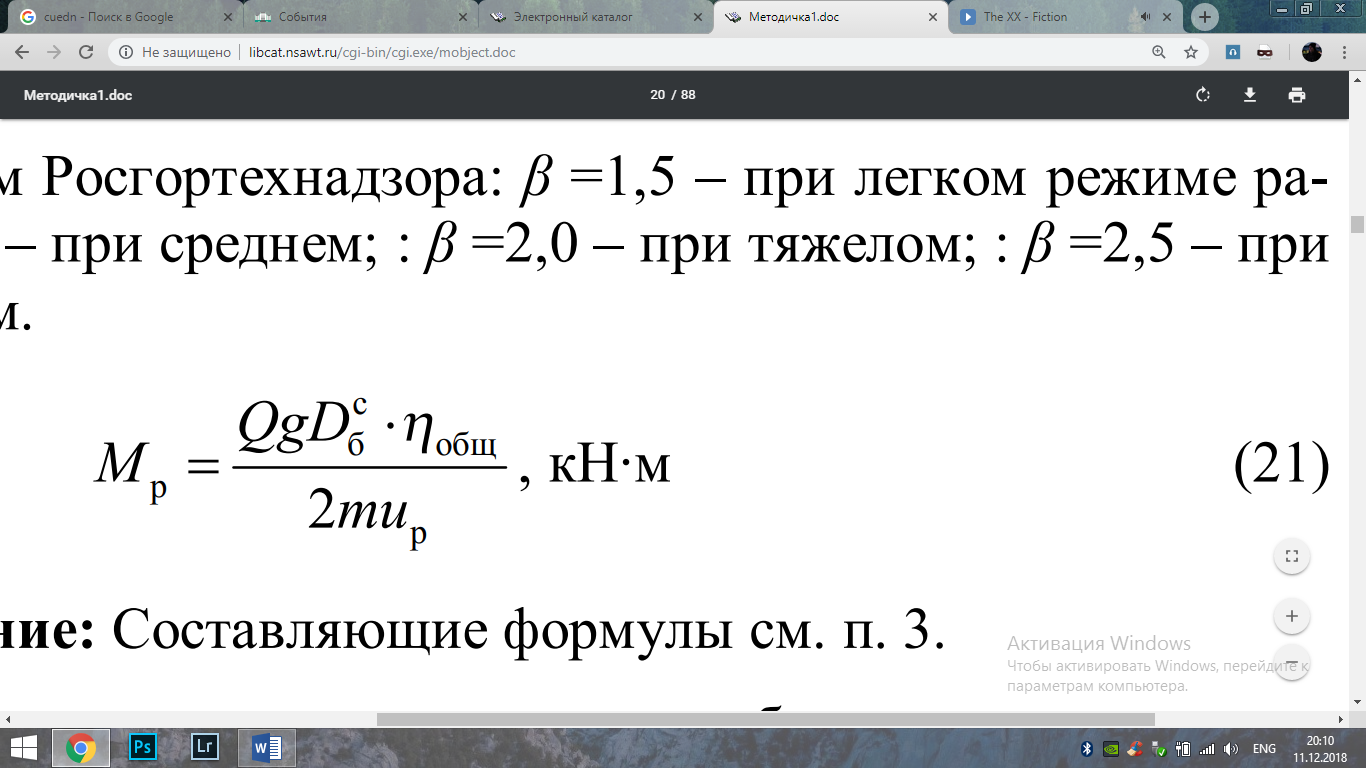
Тормозной момент по которому рассчитывают тормоз:



где Мр – крутящий момент на валу где установлен тормоз (обычно это быстроходный вал редуктора)

*ß*– коэффициент запаса торможения, зависящий от режима работы;

По нормам Росгортехнадзора: *ß*=1.5 – при легком режиме работы; *ß*=1.75 – при среднем; *ß*=2.0 – при тяжелом; *ß*=2.5– при весьма тяжелом.

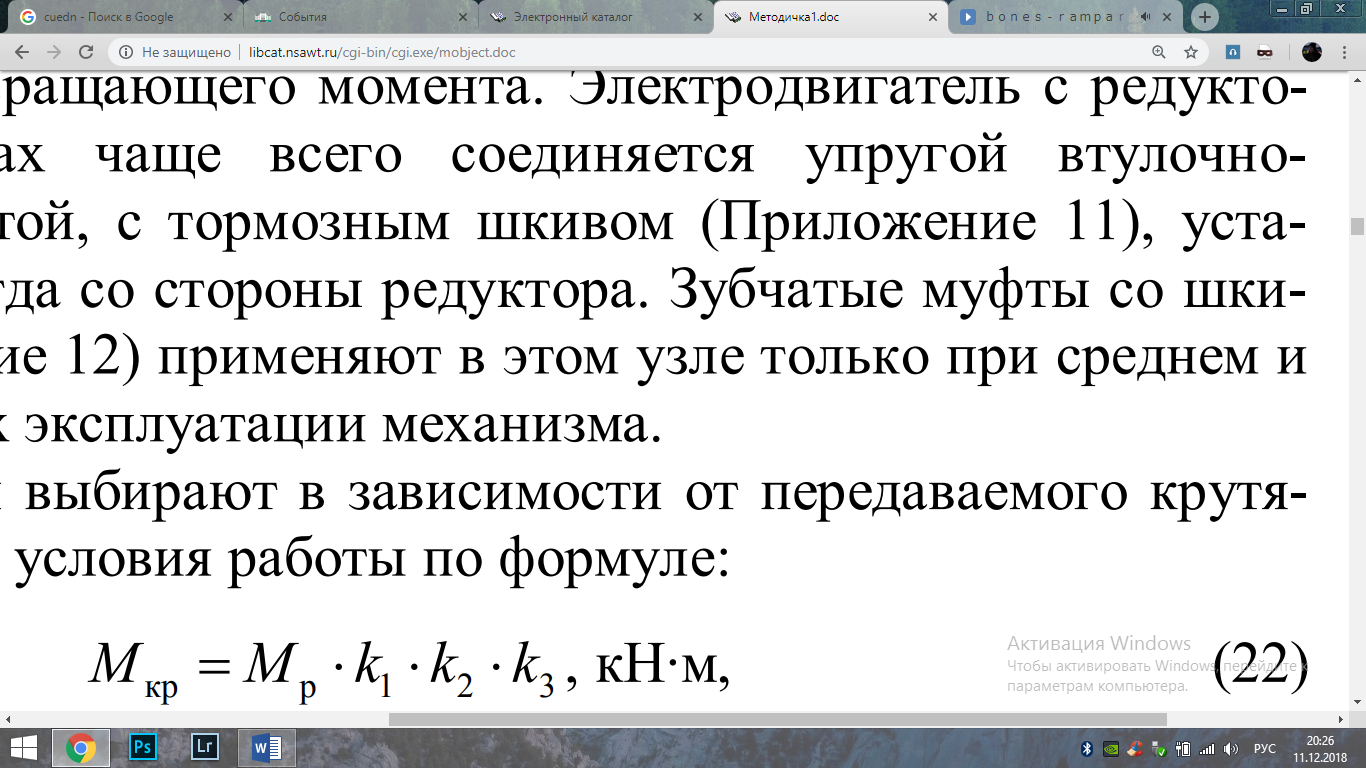


кНм

Выбрали тормоз ТКГ– 300

**5. Расчет и выбор муфты.**

Муфты выбираются в зависимости от передаваемого крутящего момента и условия работы по формуле:

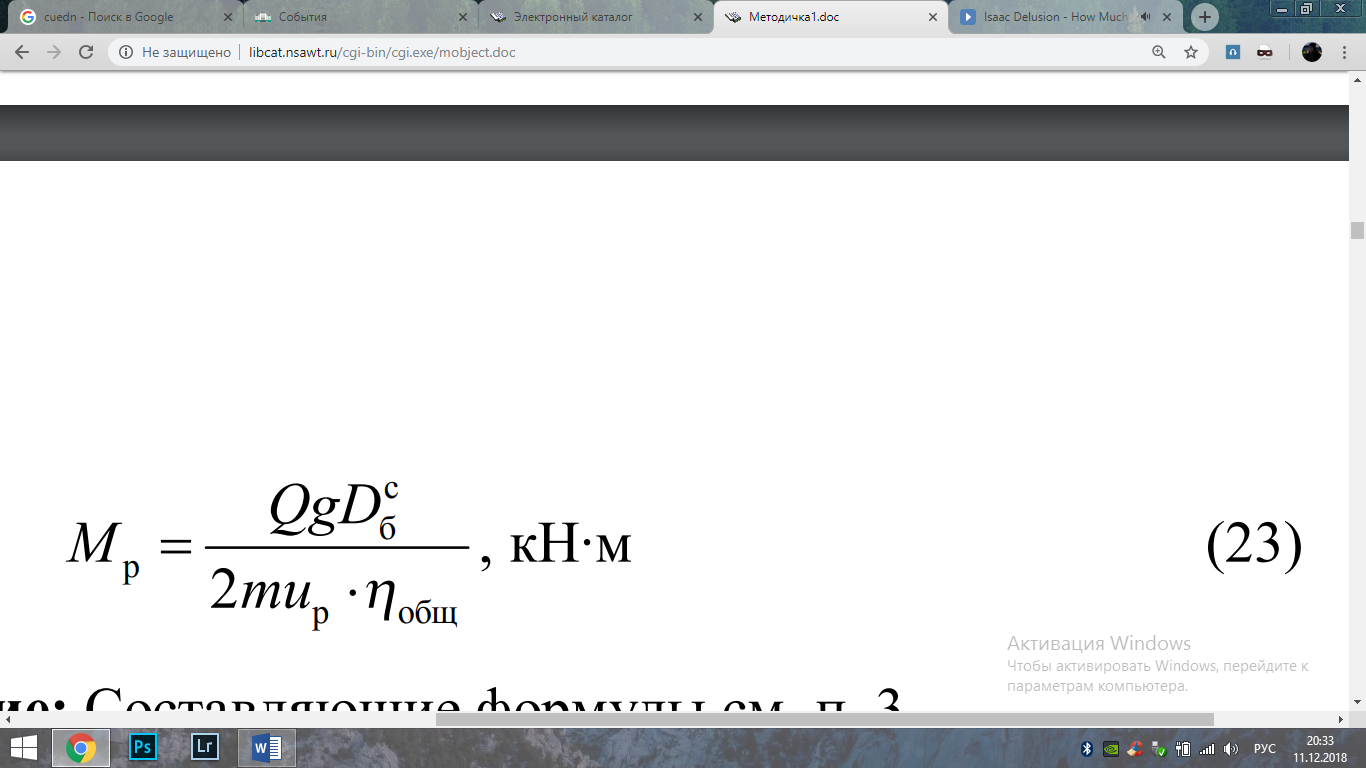


где k1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности соединения

k2 – коэффициент режима работы

k3 коэффициент углового смещения (учитывается для выбора зубчатых муфт)

Рабочий момент на быстроходном валу редуктора рассчитывается:



Выбрали втулочно – пальцевую муфту с тормозным шкивом, при условии, что: ;

– диаметр тормозного шкива тормоза, мм;

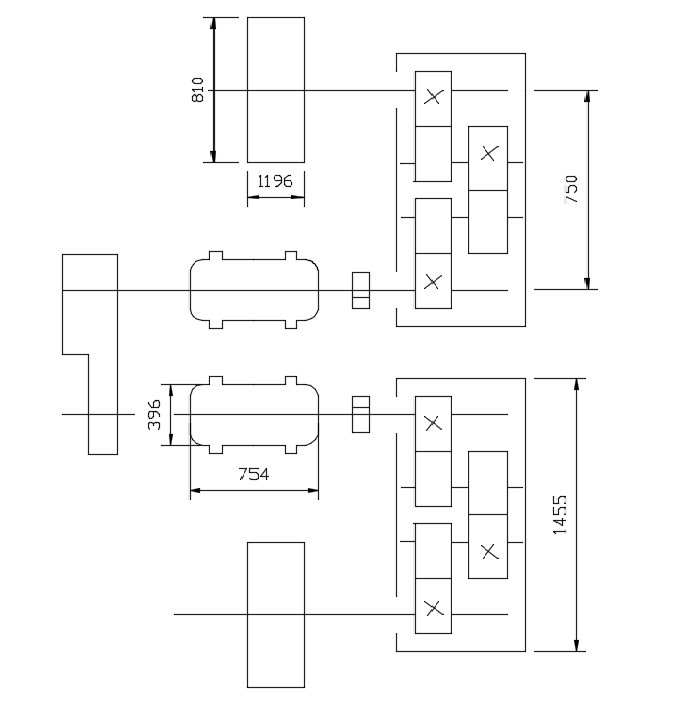
– диаметр тормозного шкива муфты, мм.

= 300 мм

; 3453 Н\*м

**6. Разработка кинематической (компоновочной) схемы привода**

**6.1** Разработка схемы привода осуществляется на основе предыдущих расчетов (см п. 1-5).



8399

710

**7.Заключение и выводы по работе**

На основе схемы запасовки каната и исходных данных (см Исходные данные стр. 3) для автокрана была подобрана траверса для подъема стеновых панелей грузоподъемностью 25 тонн и массой строп 1,883 тонны. Подъем и опускание грузозахватного механизма траверсы осуществляется с помощью двух канатов двойной завивки ЛК-РО 6\*36 с одним орг. сердечником. Диаметр канатов = 23,5 мм. Канаты крепятся и навиваются на нарезные цилиндрические барабаны диаметром 710 мм и полной длинной 8399 мм с толщиной стенки 37 мм. Профиль обода сварного направляющего блока имеет диаметр 710 мм. Барабаны приводятся в движение двумя электродвигателями с фазовым ротором МТВ 512-6 мощностью 40 кВт (725 об/мин). Двигатели передают вращение барабанам с помощью передаточного механизма редуктора Ц2-750 мощностью 120 кВт (750 об/мин). При этом двигатели располагаются на быстроходных валах редуктора, барабаны - на тихоходных валах, в соответствие с «П» - образной схемой. Для остановки и удержания груза на быстроходных валах установлены колодочные тормоза ТКГ-300 с толкателями ТГМ-25 и тормозным моментом = 500 Н\*м. Электродвигатели с лебедкой соединены втулочными муфтами с тормозными шкивами с номинальным вращающим моментом 1000 Н\*м. Минимально допустимый диаметр шкива для муфты и тормоза = 25,0 мм. Так как реальное передаточное число редуктора незначительно отличается от выбранного. Для синхронизации работы электродвигателей и равномерного подъема и опускания грейфера электродвигатели соединены редуктором синхронизатором. Компоновочная схема лебедки представлена на рисунке 6.