МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин та ПТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему Розробка методики проектування крана козлового з двома механізмами підйому Q=2×300+50 +2×10т

Виконав: студент(ка) 2 курсу, групи М-313м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код та найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні мех. маш. і обл.
Юхневич Богдан Олександрович
(прізвище та ініціали)
Керівник Мартовицький Леонід Максимович
(прізвище та ініціали)
Рецензент Сафоренко М. В.
(прізвище та ініціали)

2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ПТМ
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
«_____» _____ 20___ року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Юхневич Богдан Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Розробка методики проектування крана козлового з двома механізмами підйому Q=2×300+50+2×10т

керівник проєкту (роботи) Мартовицький Леонід Максимович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання),
затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» жовтня 2024 року № 404
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10 грудня 2024
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран козловий Q=2×300+50+2×10т, кліматичне виконання У1, Режим роботи - легкий.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Розрахунок головного підйому
2) Розрахунок Допоміжного підйому
3) Стріла і механізм підйому 2×10т
4) Розрахунок механізму пересування візка
5) Механізм пересування крана.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
4 листа А1: 1. Кран козловий в.п. 2×300/50+2×10т; 2. Механізм пересування крана; 3. Візок; 4. Механізм головного підйому

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л. М	12.10.2024	
2	Мартовицький Л. М	28.10.2024	
3	Мартовицький Л. М	11.11.2024	
4	Мартовицький Л. М	18.11.2024	
5	Мартовицький Л. М	22.11.2024.	

7. Дата видачі завдання «10» 10 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1.	Розрахунок головного підйому		
2.	Розрахунок механізму допоміжного підйому		
3.	Розрахунок механізму підйому стріли		
4.	Механізм пересування візка		
5.	механізм пересування крана		

Студент _____ Ожевач Б. О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи) _____ Мартовицький
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота на тему «Розробка методики проектування крана козлового з двома механізмами підйому Q=2х300+50+2х10т»

ПЗ: 98с.,4 таблиці, 35 рисунків,15 джерел.

Мета роботи – розрахувати механізми підйому і переміщення для крана козлового, вантажопідйомністю 2х300+50+2х10 який працює на Дніпродзержинській ГЕС.

Метод роботи – розрахунково-аналітичний з використанням стандартних пакетів програмного забезпечення Word, Autocad, Solid Works.

Робота виконана на кафедрі «Деталі машин та ПТМ» Національного університету «Запорізька політехніка»

Ключові слова: КРАН КОЗЛОВИЙ, РЕДУКТОР, ПЕРЕДАЧА, ШЕСТЕРНЯ, ВАЛ, СТРІЛА.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ **4**

ВСТУП **8**

1 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ **9**

1.1 Основні дані 9
1.2 Вибір каната 13
1.3 Барабан канатний 13
1.4 Вибір електродвигуна 15
1.5 Вибір механічної передачі механізму головного підйому 16
1.6 Крутні моменти на валах головного підйому 16
1.7 Перевірка редукторів і вибір муфт 17
1.8 Вибір гальма 18
1.9 Розрахунок барабана на міцність 19
1.10 Кріплення каната до барабану притискними планками 20
1.11 Кріплення зубчатого колеса до барабана 21
1.12Розрахунок відкритої зубчатої передачі 22
1.13Визначення навантажень на опори барабана 26
1.14 Розрахунок найбільш навантаженої піввісі барабана 27
1.15 Визначення довговічності підшипників опор барабана 29
1.16 Розрахунок на міцність болтів кріплення корпуса підшипника 30
1.17 Розрахунок вал-шестерні 31
1.18 Розрахунок шпонкового з'єднання вал-шестерні з зубчатою муфтою 33
1.19 Розрахунок вісі підвіски в.п. 300т 36
1.20 Розрахунок траверси підвіски 37
1.21 Розрахунок щоки підвіски 38
1.22 Розрахунок провушини 41

2 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ **43**

2.1Вихідні дані 44
2.2 Вибір каната 45
2.3 Барабан канатний 45
1.4 Вибір електродвигуна 47
2.5 Вибір механічної передачи механізму допоміжного підйому 48
2.6 Крутні моменти на валах механізму допоміжного підйому 48
2.7 Перевірка редукторів 49
2.8 Вибір гальма 49
1.9 Вибір муфт 50

2.10 Розрахунок барабану на міцність 51
2.11 Кріплення зубчатого колеса до барабану 51
2.12 Кріплення каната до барабана притискними планками 53
2.13 Розрахунок відкритої зубчатої передачі 54
..... 57
2.14 Визначення навантажень на опори барабана 57
..... 58
2.15 Розрахунок найбільш навантаженої піввісі барабана 59
2.16 Визначення довговічності підшипників опор барабана 59
2.17 Розрахунок вал-шестерні 61
2.18 Розрахунок шпонкового з'єднання вал-шестерні 62
2.19 Розрахунок вісі підвіски вантажопідйомністю 50т 65

3 СТРІЛА. МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ 2×10Т 67

3.1 Вихідні дані 68
3.2 Вибір каната 68
3.3 Барабан канатний 69
3.4 Визначення кута відхилення каната на барабані 71
3.5 Вибір електродвигуна 71
3.6 Вибір механічної передачі механізму підйому в.п. 2х10т 73
5.7 Крутні моменти на валах механізма підйому в.п. 2х10 т 74
3.8 Перевірка редуктора 74
3.9 Вибір зубчатої передачі 75
3.10 Вибір гальма 76
3.11 Розрахунок барабана на міцність 76
3.12 Кріплення каната до барабану притискними планками 77
5.13 Кріплення зубчатого колеса до барабану 78
3.14 Розрахунок відкритої зубчатої пари 79
3.15 Визначення навантажень на опори барабана 81
3.16 Розрахунок найбільш навантаженої полувісі барабана 83
3.17 Розрахунок зварного з'єднання упору корпуса підшипника зі столиком 84
3.18 Перевірка підшипників опор барабана 86

4 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА 87

4.1 Визначення максимальних і мінімальних навантажень на підвізковий рельс .. 88
4.2 Визначення опору пересуванню візка 90
4.3 Вибір електродвигуна 90
4.4 Вибір механічної передачі механізму пересування візка 91
4.5 Вибір муфти 91

4.6 Вибір гальма 92
5 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА 93
5.1 Розрахунок навантажень на підкрановий рельс 95
5.2 Вибір електродвигуна 95
5.3 Вибір механічної передачі механізму пересування візка 96
5.4 Вибір муфти 96
5.5 Вибір гальма 97
5.6 Перевірка протиугінних захватів на утримання 97
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 98

ВСТУП

Кран козловий в.п. 2х300/50+2х10 т призначений для маневрування основними і аварійно-ремонтними затворами греблі. А також ремонтними затворами нижнього б’єфу греблі Дніпродзержинської ГЕС.

Кліматичне виконання крана У1,

Робота крана відбувається на відкритому повітрі,

Максимальна температура навколишнього середовища плюс 41°С,

Мінімальна температура навколишнього середовища мінус 34°С

В роботі представлена методика розрахунку механізмів підйому і пересування крану козлового спеціального, вантажопідйомність 2х300+50+2х10 який працює на Дніпродзержинській ГЕС.

Кран має декілька підйомних механізмів: головний – вантажопідйомністю 300т, і допоміжний – вантажопідйомністю 50т. Окрім цього на крані встановлені дві стріли вантажопідйомністю 10т для допоміжних робіт.

Через потребу великої вантажопідйомності постає проблема у створені привода який буде мати достатню потужність, і при цьому задовільнить передаточне відношення.

1 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1 Основні дані

Група класифікації крана за ISO 4301/1	А2
Вид струму	змінний
Частота, Гц	50
Напруга, В	380
Керування краном	з кабіни
Запобіжний пристрій	захват напівавтоматичний $P_{уд.}$= 11 тс

1.1.1 Механізм головного підйому

Група класифікації за ISO 4301/1	М2
Вантажопідйомність, т	2х300
Швидкість підйому, м/с	0,0126
Висота підйому, м	23

1.1.2 Механізм допоміжного підйому

Група класифікації за ISO 4301/1	М2
Вантажопідйомність, т	50
Швидкість підйому, м/с	0,05
Висота підйому, м	40

1.1.3 Механізм пересування візка

Група класифікації за ISO 4301/1	M3
Швидкість пересування, м/с	0,153
Колія, м	14,055
База, м	4,19
Діаметр колеса, мм	710
Загальна кількість коліс	12
Кількість привідних коліс	2

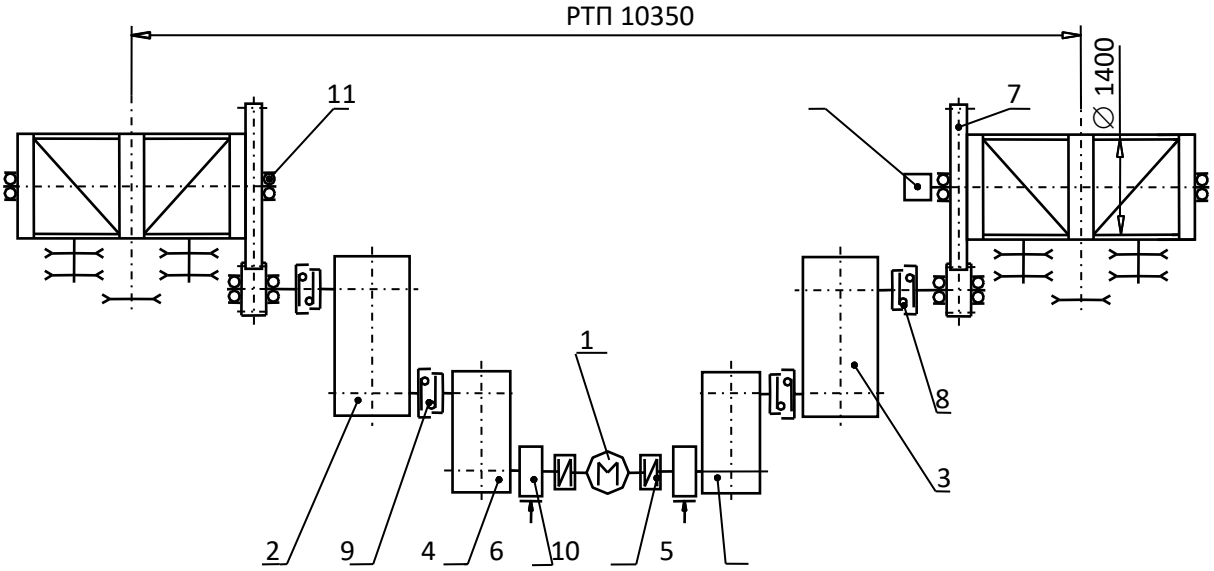
2.5 Механізм пересування крана

Група класифікації за ISO 4301/1	M3
Швидкість пересування, м/с	0,312
Колія, м	12
База, м	19,5
Діаметр колеса, мм	710
Загальна кількість коліс	16
Кількість привідних коліс	4

2.6 Механізми стріли

Група класифікації за ISO 4301/1	M2
Вантажопідйомність, т	2x10
Висота підйому вантажу, м	25
Швидкість підйому вантажу, м/с	0,075
Швідкість переміщення підвіски, м/с	0,094

Швіткість обертання стріли, об/мин	0,2
Виліт стріли, м	4,5



1 – Електродвигун 4МТМ280L6 У1

$N_Н$=110 кВт; $n_Н$=970 об/мин.

2 – Редуктор Ц2-750-20-12К У2

3 – Редуктор Ц2-750-20-21К У2

4 – Редуктор Ц2-300-8-12Ц У2

5 – Редуктор Ц2-300-8-21Ц У2

6 – Гальмо ТКГ 400М У2

7 – Відкрита зубчата передача

m=24; $z_к/z_ш$ = 90/15

8 – Муфта зубчата МЗ-100000 (МЗ-12)

9 – Муфта зубчата МЗ-6300 (МЗ-5)

10 – Півмуфта пальцева ∅400

11 – Підшипник 3534 ГОСТ 5721-75

12 – Вимикач ВУ-250М У2

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема механизма главного подъема г.п.2х300 т

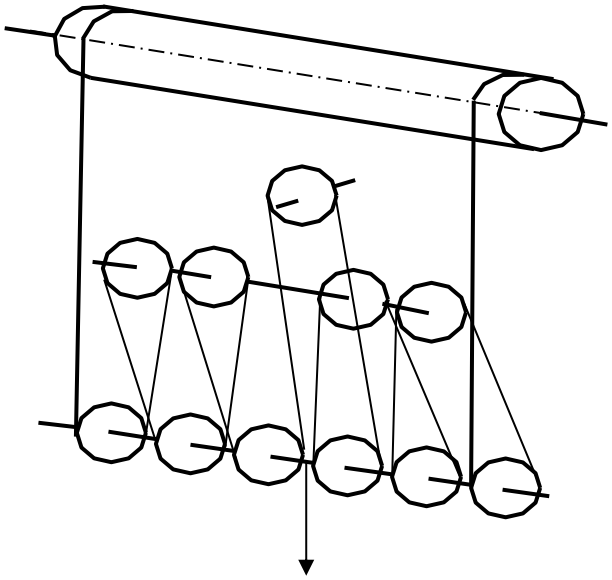


Рисунок 1.2 - Схема запасовки каната механізма подйому в.п. 2х300 т

Таблиця 1.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	300000
Вага підвіски, кгс	$G_п$	8000
Вага траверси, кгс	$G_{тр}$	12000
Швидкість підйому вантажу , м/хв	V	0,76
Висота підйому, м	H	23
Кратність поліспасту	m	6 2 здвоєний

1.2 Вибір каната

КПД поліспаста

$$\eta_{\text{п}} = 095 \quad [1]$$

КПД барабана

$$\eta_{\text{б}} = 098 \quad [1]$$

Найбільше зусилля у гілці каната, Н

$$S = 275720 \quad [1]$$

Мінімально допустимий коефіцієнт використання каната (коефіцієнт запасу міцності каната)

$$Z_{min} = 3.35 \quad [2]$$

Обираю канат 39,5-Г-В-Н-Р-1960 ГОСТ 2688-80 двойной свивки конструкции 6×19, с органическим сердечником

Маркувальна група каната, МПа 1960

Розривне зусилля каната, Н

$$\text{Sp} = 938500 \quad [2]$$

Фактичний коефіцієнт використання каната

$$Z_{\text{ф}} = \frac{S_p}{S} = \frac{938500}{275720} = 3.4 \quad (1.1)$$

1.3 Барабан канатний

Мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_{\text{б}}^{min} = \text{h}_1 \times d = 12.5 \times 0.03954 \quad (1.2)$$

Мінімальний коефіцієнт вибору діаметра барабана

$$\text{h}_1 = 12.5 \quad [2]$$

Діаметр каната, м

$$d = 0.0395 \quad [2]$$

Прийнятий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_б = 1.4 \quad [2]$$

Діаметри барабана:

По середній лінії каната, м

$$D_{ср} = 1.4395 \quad [2]$$

Внутрішній діаметр, м

$$D_{вн} = 1.31 \quad [2]$$

Крок нарізки, мм

$$t = 45.12$$

Корисна довжина каната, що намотується на барабан, м

$$L = H \times m = 138 \quad (1.3)$$

Кількість робочих витків нарізки

$$Z = \frac{\text{L}}{\pi \times D_{ср}} = \frac{138}{3.14 \times 1.4395} = 30.5 \quad (1.4)$$

Загальна кількість витків нарізки:

$$Z_0 = Z + Z_p + Z_з = 30 + 2 + 1.5 = 34 \quad (1.5)$$

Кількість розвантажуючих витків нарізки

$$Z_p = 2$$

Кількість запасних витків нарізки

$$Z_з = 1.5$$

Довжина нарізної частини однієї секції барабана, мм

$$L_{\text{н}} = Z_0 \times t = 1534 \quad (1.6)$$

1.4 Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому – 1

ККД механізму підйому

$$\eta_{\text{о}} = {\eta_1}^2 \times {\eta_2}^2 \times \eta_{\text{з}} \times \eta_{\text{п}} \times \eta_{\text{б}} = 0.96^2 \times 0.99^2 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.98 = 0.8 \quad (1.7)$$

ККД редукторів Ц2-750 і Ц2-300

$$\eta_1 = 0{,}96$$

ККД зубчатої муфти

$$\eta_2 = 0{,}99$$

ККД відкритої зубчатої передачі

$$\eta_3 = 0{,}95$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт

$$P_{\text{ст}} = \frac{2(Q + G_{\text{п}} + \frac{G_{\text{тр}}}{2}) \times V}{6120 \times \eta_{\text{о}}} = \frac{2(300000 + 8000 + \frac{12000}{2}) \times 0.76}{6120 \times 0.8} = 97.5 \quad (1.8)$$

Встановлений електродвигун 4МТМ280L6 У1

Номінальна потужність, кВт

$$\text{N}_H = 110$$

Частота обертів, об/хв

$$n_H = 970$$

1.5 Вибір механічної передачі механізму головного підйому

Необхідне передаточне число механізму

$$\dot{\mathrm{i}}_{\mathrm{н}} = \frac{\pi \cdot D_{ср} \cdot n_{н}}{m \cdot V}$$

$$i_{\mathrm{н}} = \frac{\pi \times D_{ср} \times n_{н}}{m \times V} = \frac{3{,}14 \times 1{,}4395 \times 970}{6 \times 0{,}76} = 975 \qquad (1.9)$$

Встановлений редуктор Ц2-750-20

Фактичне передаточне відношення редуктора

$$\mathrm{i}_1 = 19{,}88$$

Встановлений редуктор Ц2-300-8

Фактичне передаточне відношення редуктора

$$\mathrm{i}_2 = 8{,}32$$

Передаточне відношення відкритої зубчатої пари

$$\mathrm{i}_3 = \frac{90}{15} = 6 \qquad (1.10)$$

Передаточне число механізма

$$\mathrm{i}_0 = \mathrm{i}_1 \times \mathrm{i}_2 \times \mathrm{i}_3 = 19{,}88 \times 8{,}32 \times 6 = 992{,}4 \qquad (1.11)$$

Фактична швидкість підйому вантажу, м/хв

$$V_{\Phi} = \frac{\pi \times D_{ср} \times n_{н}}{m \times i_{\Phi}} = \frac{3{,}14 \times 1{,}4395 \times 970}{6 \times 992{,}4} = 0{,}73 \qquad (1.12)$$

1.6 Крутні моменти на валах головного підйому

Крутний момент на барабані, Нм

$$\mathrm{M}_{\mathrm{Б}} = \frac{S \times D_{ср}}{2 \times \eta_{б} \times \eta_{\mathrm{П}}} \times \mathrm{a}_{\mathrm{к}} = 426315 \qquad (1.13)$$

Кількість гілок, що набігають на барабан

$$a_к = 2$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-750-20, Нм

$$М_1 = \frac{M_Б}{i_3 \times \eta_2 \times \eta_3} = \frac{426315}{6 \times 0{,}99 \times 0{,}95} = 75547 \quad (1.14)$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-300, Нм

$$М_2 = \frac{M_1}{i_1 \times \eta_1 \times \eta_2} = \frac{75547}{19{,}88 \times 0{,}96 \times 0{,}99} = 3998 \quad (1.15)$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-300, Нм

$$М_3 = \frac{M_2}{i_2 \times \eta_1} = \frac{3998}{8{,}32 \times 0{,}96} = 500 \quad (1.16)$$

1.7 Перевірка редукторів і вибір муфт

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-750 (за каталогом), Нм

$$9{,}81 \times [М]_{Р1} > M_1\ ,\ [М]_{Р1} = 7750кгс = 76027Нм$$

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-300 (за каталогом), Нм

$$[М]_{Р2} > M_2\ ,\ [М]_{Р2} = 500кгс = 4905Нм$$

На тихохідному валу редуктора Ц2-750 встановлена зубчаста муфта МЗ-100000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[М]_{M1} = 100000$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$К_1 = \frac{[М]_{M1}}{М_1} = \frac{100000}{75547} = 1{,}32 \quad (1.17)$$

$$К_1 = 1{,}32 > К = 1{,}3$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти, який приймають для кранів легкого режиму роботи

$$К = 1{,}3 \qquad [3]$$

На тихохідному валу редуктора Ц-300 конструктивно встановлена муфта МЗ-6300 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[М]_{М2} = 6300$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$К_2 = \frac{[М]_{М2}}{М_2} = \frac{6300}{3998} = 1{,}6 \qquad (1.18)$$

$$К_2 = 1{,}6 > К = 1{,}3$$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена втулково-пальцева напівмуфта ∅400 з допустимим крутним моментом, Нм

Коефіцієнт запасу міцності напів-муфти

$$К_З = \frac{[М]_{МЗ}}{М_З} = \frac{1580}{500} = 3{,}2 \qquad (1.19)$$

$$К_2 = 3{,}2 > К = 1{,}3$$

1.8 Вибір гальма

Кількість гальм – 2

Коефіцієнт запасу гальмування

$$К_Т = 1{,}2 \qquad [2]$$

Необхідний гальмівний момент, Нм

$$М_т = К_Т \times \frac{9{,}81 \times 2(Q + G_п + \frac{G_{тр}}{2}) \times D_{ср}}{2 \times m \times i_о} \times \eta_{max} =$$

$$\frac{9.81 \times 2(300000 + 8000 + \frac{12000}{2}) \times 1.4395}{2 \times 6 \times 992{,}4} = 838 \qquad (1.20)$$

Максимальний ККД при гальмуванні

$$\eta_{max} = \frac{1+\eta_0}{2} = \frac{1+0,8}{2} = 0,9 \quad (1.21)$$

Встановлене гальмо ТКГ-400М У2

Максимальний гальмівний момент, Нм

$$[\mathrm{M}]_\mathrm{т} = 1500$$

1.9 Розрахунок барабана на міцність

В якості матеріалу для виготовлення барабана приймаю Сталь 265-09Г2С-12 ГОСТ 19281-89.

Границя текучості матеріалу барабана, МПа

$$\sigma_\mathrm{T} = 265$$

Приймаю товщину стінки барабана, мм

$$\delta = \frac{(D_\mathrm{Б} - D_\mathrm{вн}) \times 1000}{2} = \frac{(1,4-1,31) \times 1000}{2} = 45 \quad (1.22)$$

Крок нарізки, мм

$$t = 45,12$$

Напруження стиску, що виникає в тілі барабана, внаслідок охоплення його канатом, МПа

$$\sigma_\mathrm{ст} = \frac{S}{\delta \times \mathrm{t}} = \frac{275720}{45 \times 45.12} = 136 \quad (1.23)$$

Допустиме напруження стиску, МПа

$$\sigma_\mathrm{ст} = \frac{\sigma_\mathrm{т} \times \gamma_\mathrm{c}}{\gamma_m \times \gamma_n} = \frac{265 \times 1}{1,05 \times 1,75} = 144 \quad (1.24)$$

Коефіцієнт умов роботи

$$\gamma_\mathrm{c} = 1,0 \quad [4]$$

Коефіцієнт надійності за матеріалом

$$\gamma_{\text{m}} = 1{,}05 \quad [4]$$

Коефіцієнт надійності за призначенням

$$\gamma_n = 1{,}75 \quad [3]$$

1.10 Кріплення каната до барабану притискними планками

Розрахунковий натяг канату в місці кріплення, Н

$$S` = \frac{S}{\text{e}^{f \times \beta}} \approx \frac{S}{3{,}5} = \frac{275720}{3.5} = 78777 \quad (1.25)$$

Максимальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана

$$f = 0{,}1 \quad [3]$$

Кут охоплення барабана розвантажуючими витками, радіан

$$\beta = 4\pi \quad [3]$$

Необхідний притиск усіх болтів кріплення, Н

$$\text{P} = 160016 \quad [3]$$

Коефіцієнт, який враховує розвантажуючу дію від тертя кріпильних витків каната об барабан

$$\text{К}_{\text{р}} = 0{,}65 \quad [3]$$

Коефіцієнт надійності кріплення

$$\text{К}_1 = 1{,}25 \quad [3]$$

Коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками

$$W = 0{,}4 \quad [3]$$

Внутрішній діаметр болта, виходячи з умов міцності, см

$$[d]_{\text{вн}} = 2{,}866 \quad [3]$$

Кількість кріпильних болтів

$$z = 4$$

Допустиме напруження розтягу для сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с σТ = 245 МПа, МПа

$$[\sigma]_{\text{р}} = 62 \quad [3]$$

Коефіцієнт умов роботи

$$\gamma_{\text{С}} = 0{,}4 \quad [3]$$

Коефіцієнт надійності за матеріалом

$$\gamma_m = 1{,}05 \quad [4]$$

Коефіцієнт надійності за призначенням

$$\gamma_n = 1{,}5 \quad [3]$$

Обираю 4 болта для кріплення каната М36-6g.46.0112 ГОСТ 7798-70

$$d_{\text{вн}} = 3.167см$$

1.11 Кріплення зубчатого колеса до барабана

Визначення діаметру стяжних болтів у з'єднанні зубчатого колеса з барабаном, см

$$[d] = \sqrt{\frac{8\times \text{М}_{\text{Б}}}{\pi\times D_0\times[\tau]\times z\times K}} = \frac{8\times 426315}{3{,}14\times 159\times 128\times 12\times 0{,}75} = 2{,}42 \qquad (1.26)$$

Діаметр кола, на якому розташовані вісі болтів, см

$$D_0 = 159$$

Кількість чистих болтів

$$z = 12$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи болтів

$$К = 0{,}75$$

Допустиме напруження зрізу для сталі 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с $\sigma_Т$ = 353 МПа, МПа

$$[\tau] = \frac{\sigma_Т \times С \times \gamma_С}{\gamma_m \times \gamma_n} = 128 \quad (1.27)$$

Коефіцієнт переходу від основних нормативних опорів до похідних опорів

$$С = 0{,}6$$

Коефіцієнт умов роботи

$$\gamma_С = 1{,}0$$

Коефіцієнт надійності за призначенням

$$\gamma_n = 1{,}5$$

Коефіцієнт надійності за матеріалом

$$\gamma_m = 1{,}1$$

Встановлено 12 болтів з посадкою $\varnothing 32\frac{H8}{h9}$ 1а М30-6g.66.0112 ГОСТ 7817-80

1.12Розрахунок відкритої зубчатої передачі

Модуль

$$m = 2.4$$

Число зубів:

На колесі

$$z_K = 90$$

На вал-шестерні

$$z_{Ш} = 15$$

Діаметр ділильного кола:

Колеса

$$D_{dK} = 216$$

Вал-шестерні

$$D_{dш} = 36$$

Ширина зуба, см:

Колеса

$$B_K = 25$$

Вал-шестерні

$$B_{ш} = 26$$

Профільний кут вихідного контура, град.

$$\alpha = 20$$

Матеріал колеса - Сталь 50 Л ГОСТ 977-88

$$\sigma_{Т} = 334$$

Матеріал вал-шестерні - Гр. IV КП 540 ГОСТ 8479-70 Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543-71

$$\sigma = 540 \text{ МПа}$$

Напруження вигину в небезпечному перерізі зуба вал-шестерні, МПа

$$\sigma_{Иш} = 2415 \quad [5]$$

Крутний момент передачі вал-шестерні

$$M_{ш} = M_1 = 74784 \text{ Н·м}$$

Коефіцієнт форми зуба

$$y_1 = 0{,}092 \quad [5]$$

Швидкісний коефіцієнт [5]

$$\rho = \frac{3}{V+3} = 0{,}96 \quad [5]$$

Швидкість на ділильному колі шестерні, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot Dd_{Ш} \cdot n_{н} \cdot i_3}{i_0 \cdot 60 \cdot 100} = 0{,}11 \quad (1.28)$$

Коефіцієнт зносу [5]

$$\alpha = 1.0$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу вал-шестерні, МПа

$$[\sigma]_{Иш} = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = 257 > \sigma_{Иш}$$

Коефіцієнт переходу [5]

$$C = 1.2$$

Коефіцієнт умов роботи [5]

$$\gamma_c = 0.8$$

Коефіцієнт надійності матеріалу [5]

$$\gamma_m = 1.15$$

Коефіцієнт надійності по призначенню [5]

$$\gamma_n = 1.75$$

Напруження зигину в небезпечному перерізі зуба колеса, МПа

$$[\sigma]в_К = 0.8$$

Коэффициент формы зуба колеса : [5]

$$y_2 = 0.14$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу колеса, МПа

$$[\sigma]в_К = 159 > \sigma в_К$$

Колове зусилля в зубчатому зцепленні, Н

$$P_{окр} = 390748$$

Радіальне зусилля в зубчатому зчепленні, Н

$$T = P_{окр} \times tg20° = 142232 \quad (1.29)$$

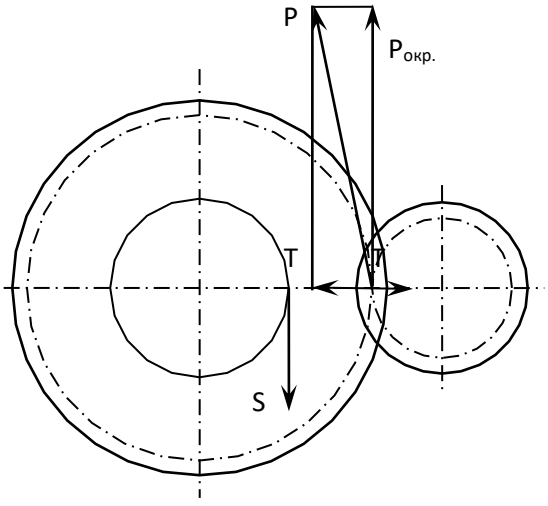


Рисунок 1.3 – Зусилля в зубчатому зачепленні відкритої зубчатої передачі

1.13Визначення навантажень на опори барабана

Вага барабана, Н

$$G_{\text{Б}} = 75000$$

Вага каната, Н

$$G_{\text{т кан}} = 19600$$

Вага зубчатого колеса, Н

$$G_{\text{к}} = 7800$$

Натяг каната, Н

$$S = 275720$$

Колове зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$\text{P}_{\text{окр}} = 390748$$

Радіальне зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$\text{T} = 142232$$

Навантаження на опору А від дії вертикальних сил, Н

$$R_{\text{A}}^{\text{Б}} = \frac{[(2\times S+G_{\text{Б}}+2\times G_{\text{кан}})\times(1817+312)]+(G_{\text{к}}\times 312)-(\text{P}_{\text{окр}}\times 312)}{3250} = 322401 \quad (1.30)$$

Навантаження на опору В, від дії вертикальних сил, Н

$$R_B^{\text{Б}} = 2\times S + G_{\text{Б}} + G_{\text{к}} - R_{\text{A}}^{\text{Б}} = -39709 \quad (1.31)$$

Навантаження на опори А і В від дії горизонтальних сил, Н

$$R_{\text{A}}^{\text{Г}} = \frac{\text{T}\times 312}{4025} = 11025;\ R_{\text{B}}^{\text{Г}} = \frac{\text{T}\times(4025-312)}{4025} = 131207 \quad (1.32)$$

Сумарне навантаження на опору барабана а точці А, Н

$$R_{\text{А}} = \sqrt{(R_{\text{А}}^{\text{Б}})^2 + (R_{\text{А}}^{\text{Г}})^2} = 322590 \quad (1.33)$$

Сумарне навантаження на опору барабана а точці В, Н

$$R_{\text{В}} = \sqrt{(R_{\text{В}}^{\text{Б}})^2 + (R_{\text{В}}^{\text{Г}})^2} = 137084 \quad (1.34)$$

1.14 Розрахунок найбільш навантаженої піввісі барабана

Матеріал полувісі – Сталь 45-ЗГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 289$$

Згинальний момент в перерізі 1-1, Нмм

$$\text{M}_{\text{И}} = \text{P} \times 150 = 48388500 \quad (1.35)$$

Навантаження на опору барабана, Н

$$\text{P} = \text{R}_{\text{А}} = 322590$$

Напруження вигину, ПМа

$$\sigma_{\text{И}} = 98{,}5$$

Допустиме згинаюче напруження, Мпа

$$[\sigma_{\text{И}}] = \frac{\sigma_{\text{Т}} \cdot \text{C} \cdot \gamma_{\text{C}}}{\gamma_{\text{m}} \cdot \gamma_{\text{n}}} = 257151$$

Коефіцієнт переходу

$$\text{C} = 1.2 \quad [5]$$

Коефіцієнт умов роботи

$$\gamma_c = 0.8 \quad [5]$$

Коефіцієнт надійності матеріалу

$$\gamma_m = 1.15 \quad [5]$$

Коефіцієнт надійності по призначенню

$$\gamma_n = 1.75 \quad [5]$$

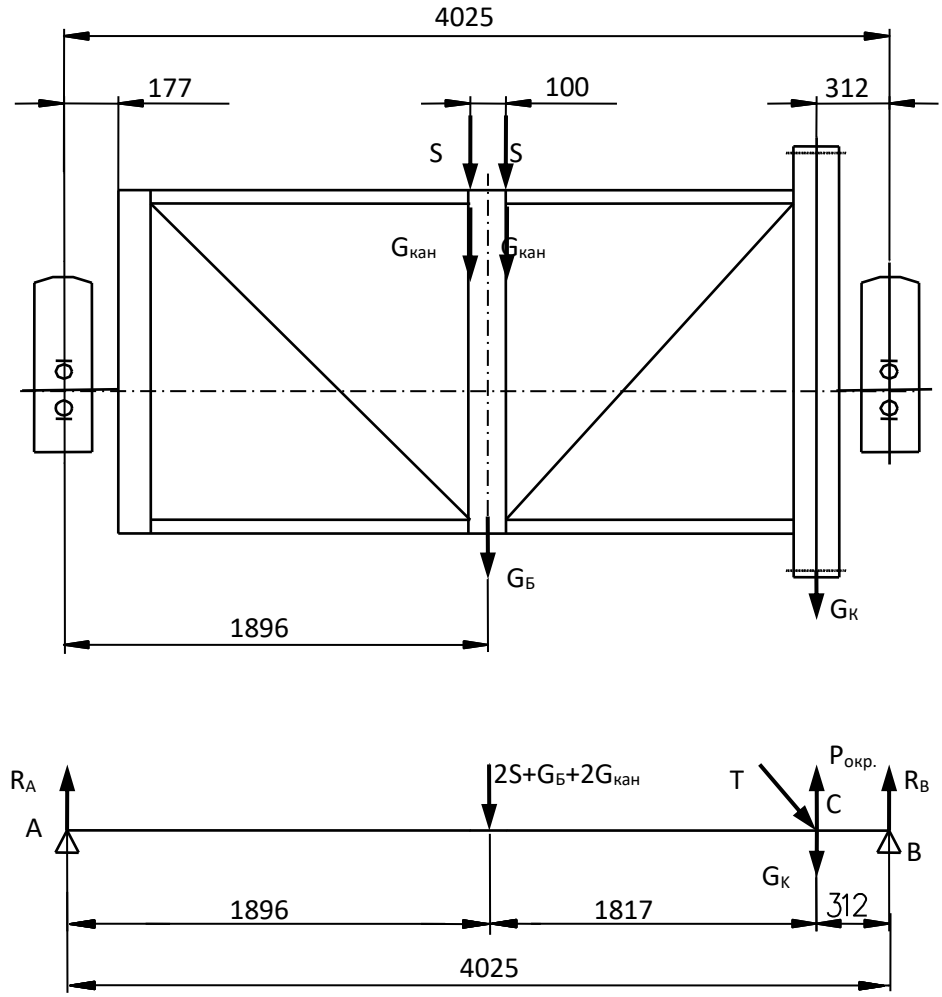


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема барабана

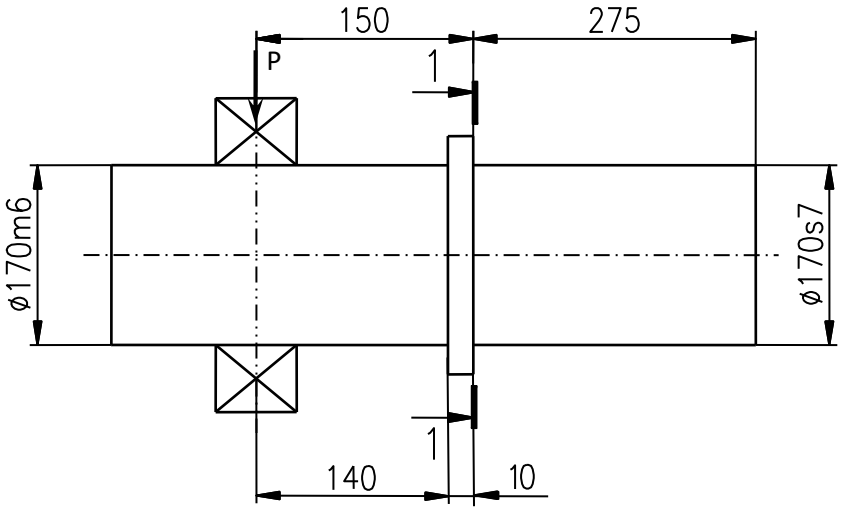


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема полувісі барабана

1.15 Визначення довговічності підшипників опор барабана

В опорі А (рис 1.4) Встановлений підшипник 3534ГОСТ 5721-75 у якого:

Динамічна вантажопідйомність , кгс (Н)

$$\mathrm{C} = 57800\ (567018)$$

Коефіцієнт радіального навантаження

$$\mathrm{X} = 1.0$$

Число обертів підшипника, об/хв

$$\mathrm{n_п} = 0{,}97$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н

$$\mathrm{Q} = \mathrm{X} \times R \times K_K \times K_б \times K_т = 387108$$

Радіальне навантаження на підшипник, Н

$$R = R_A = 322590$$

Кінематичний коефіцієнт

$$K_K = 1{,}0$$

Коефіцієнт динамічності

$$K_б = 1{,}2$$

Температурний коефіцієнт

$$K_т = 1{,}0$$

Довговічність підшипника, год

$$L_п = 6300$$

Мінімальна довговічність підшипників для легкого режиму механізму, год

$$L = 1000$$

1.16 Розрахунок на міцність болтів кріплення корпуса підшипника

Кришка корпуса підшипника кріпиться до основи болтами М30-6g.46 ГОСТ 7798-70

Кількість болтів

$$n = 2$$

Розрахункова статична міцність болта, МПа

$$\sigma = \frac{N}{n \times F} = 35{,}4 \leq [\sigma] \qquad (1.36)$$

Площа поперечного перерізу болта нетто, мм^2

$$F = 561 \qquad [5]$$

Навантаження на болт, Н

$$N = R_B^B = -39709$$

Допустиме напруження при $\sigma_т = 245$МПа для Сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 за ГОСТ 1050-88, Мпа

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т \times C}{К_М \times К_Н \times К_у} = 93{,}6$$

Коефіцієнт переходу

$$C = 1{,}0 \qquad [6]$$

Коефіцієнт безпечності за матеріалом

$$К_М = 1{,}15 \qquad [6]$$

Коефіцієнт безпечності за умовами роботи

$$К_у = 1{,}3 \qquad [6]$$

Коефіцієнт надійності

$$К_Н = 1{,}75 \qquad [4]$$

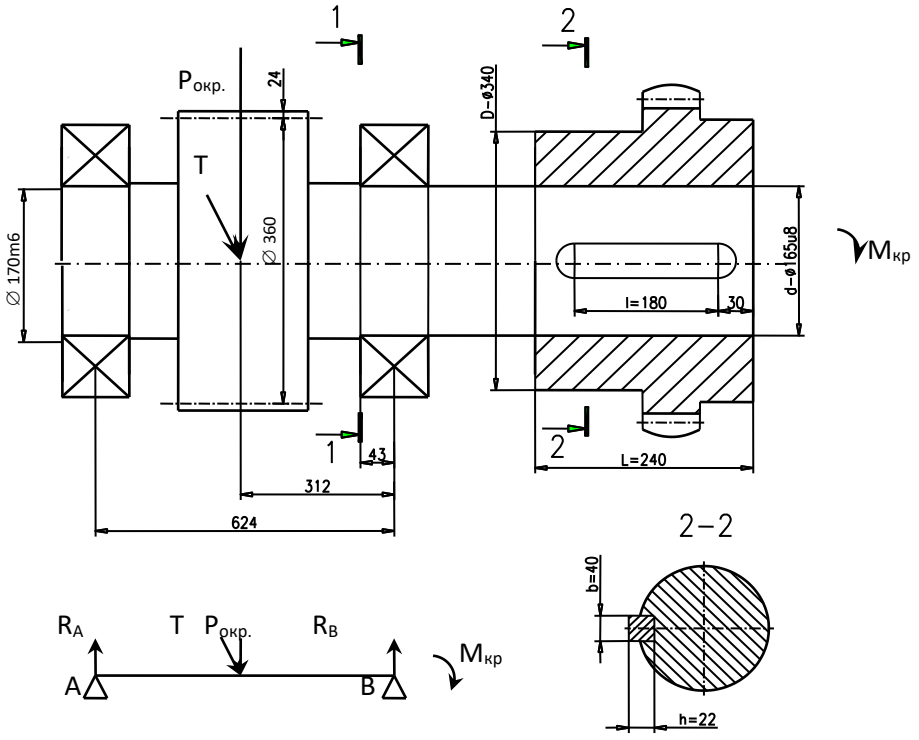


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема вал-шестерні

1.17 Розрахунок вал-шестерні

Матеріал шестерні Гр. IV КП 540 ГОСТ 8479-70 Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543-71

Границя текучості, МПа

$$\sigma_{\text{т}} = 540 \qquad [6]$$

Реакції опор А і В від дії сили $\text{P}_{\text{окр}}$, Н

$$R_{\text{A}}^{B} = R_{B}^{B} = \frac{\text{P}_{\text{окр}}}{2} = 195374$$

Реакції опор А і В від сили Т, Н

$$R_{\text{A}}^{\text{г}} = R_{B}^{\text{г}} = \frac{\text{T}}{2} = 71116$$

Сумарне навантаження на опори вал-шестерні в перерізі, Н

$$\text{R}_{A} = \text{R}_{B} = \sqrt{(R^{B}{}_{A})^2 + (R^{\text{г}}{}_{A})^2} = \sqrt{(R^{B}{}_{\text{B}})^2 + (R^{\text{г}}{}_{\text{B}})^2} = 207915 \qquad (1.37)$$

Згинаючий момент в перерізі 1-1, Нмм

$$\text{M}_{\text{Зг1}-1} = \text{R}_{B} \times 43 = 8940345 \qquad (1.38)$$

Напруження згину в перерізі 1-1, МПа

$$\sigma_{\text{Зг1}-1} = \frac{\text{M}_{\text{Зг1}-1}}{0{,}01 \times d^3} = 18.2 \qquad (1.39)$$

Напруження при дії крутного моменту $\text{M}_{\text{Кр}}$. МПа

$$\tau_{1-1} = \frac{\text{M}_{\text{Кр}}}{0{,}2 \times d^3} = 76 \qquad (1.40)$$

$$\text{M}_{\text{Кр}} = \text{M}_{\text{ш}} = 74784\text{Нм} = 74784000\text{Нмм}$$

Приведені напруження в перерізі 1-1, МПа

$$\sigma_{\text{пр1}-1} = \sqrt{{\sigma_{\text{Зг1}-1}}^2 + 3 \times {\tau_{1-1}}^2} = 133 \leq [\sigma] \qquad (1.41)$$

$$[\sigma] = 257\text{МПа}$$

1.18 Розрахунок шпонкового з’єднання вал-шестерні з зубчатою муфтою

Розміри шпонки 2-40х22х180 ГОСТ 23360-78

Матеріал шпонки Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Напруження зрізу шпонки, МПа

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \times \text{M}_{\text{Кр}}}{d \times b \times l} = 126 > [\tau]_{\text{зр}} \quad [8]$$

Допустиме напруження зрізу, МПа

$$[\tau]_{\text{зр}} = 120$$

Напруження зминання шпонки, МПа

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \times \text{M}_{\text{Кр}}}{d \times h \times l} = 458$$

Допустиме напруження зминання, МПа

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 150 \quad [8]$$

Отже, крутний момент для даного з’єднання надто великий.

Розрахунок шпонкового з’єднання як з’єднання з гарантованим натягом посадки $\varnothing 165 \frac{\text{H7}}{\text{u8}} = \frac{165^{+40}_{0}}{165^{+273}_{+210}}$

Згинаючий крутний момент, яким може бути навантажене з’єднання, Нмм

$$\text{M}_{\text{Кнат}} = \frac{\pi \times d^2 \times L \times p \times f}{2} = 118406405$$

Діаметр з’єднання (рис.1.6), мм

$$d = 165$$

Посадкова довжина з’єднання, мм

$$L = 180$$

Коефіцієнт зчеплення

$$f = 0{,}2 \quad [8]$$

Напруження стиску на посадковій поверхні, кгс/см^2

$$\mathrm{P} = \frac{\Delta}{d\times\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right)\times 10^4} = 784 \quad [8]$$

Модуль пружності охопленої і охоплюючої деталей, кг/см^2

$$E_1 = E_2 = 2{,}1 \times 10^6 \quad [8]$$

Коефіцієнти

$$\mathrm{C}_1 = \frac{d^2+d_0^2}{d^2-d_0^2} - \mu_1 = 0{,}7 \quad (1.42)$$

$$\mathrm{C}_2 = \frac{D^2+d^2}{D^2-d^2} + \mu_2 = 1{,}916 \quad (1.43)$$

Коефіцієнти Пуассона для охопленої і охоплюючої деталей

$$\mu_1 = \mu_2 \approx 0{,}3$$

Розрахунковий натяг, мк

$$\Delta = \Delta_r - u = 161{,}16$$

Конструктивний натяг посадки, мк

$$\Delta_r = \frac{S_{min}+S_{max}}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} = 184{,}2 \quad (1.44)$$

Мінімальний натяг, мк

$$S_{min} = 210 - 40 = 170$$

Максимальний натяг, мк

$$S_{max} = 273 - 0 = 273$$

Допуски на відхилення вала і отвору, мк

$$\delta_1 = 233 - 170 = 63$$

$$\delta_2 = 40 - 0 = 40$$

Величина згладжування при запресуванні, мк

$$u \approx 1{,}2 \times (k_1 \times H_{CK1} + k_2 \times H_{CK2}) = 23{,}04 \quad (1.45)$$

Коефіцієнт, який залежить від класу чистоти

$$k_1 = k_2 = 4 \quad [8]$$

Середні квадратичні нерівності поєднаних поверхонь, мк

$$H_{CK1} = 1{,}6 \quad [8]$$

$$H_{CK2} = 3{,}2 \quad [8]$$

Розрахунковий обертовий момент що діє нак шпонку, Нмм

$$\mathrm{M_{об}} = \mathrm{M_{ш}} - \mathrm{M_{Кнат}} = -43622405 \quad (1.46)$$

Висновок: Перевірка на міцність робочих поверхонь шпонки не проводиться, оскільки кратний момент $\mathrm{M_{ш}}$ передається не шпонкою, а посадкою з гарантованим натягом.

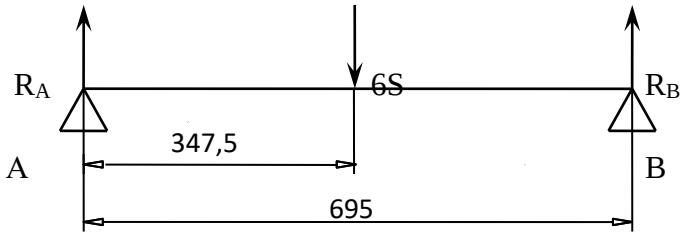


Рисунок 1.8 – Розрахункова схема вісі підвіски

1.19 Розрахунок вісі підвіски в.п. 300т

Матеріал вісі Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 568$$

Діаметр вісі, мм

$$d = 240$$

Реакція опор осі, Н

$$R_A = R_B \frac{6S}{2} = 827160 \qquad (1.47)$$

$$S = 275720\text{Н}$$

Максимальний згинаючий момент, Нмм

$$\text{М}_{max} = R_A \times 347{,}5$$

Напруження згину, МПа

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{\text{М}_{max}}{0{,}1 \times d^3} = 208$$

Допустиме напруження згину, МПа

$$[\sigma]_{\text{зг}} = 271 \qquad [4]$$

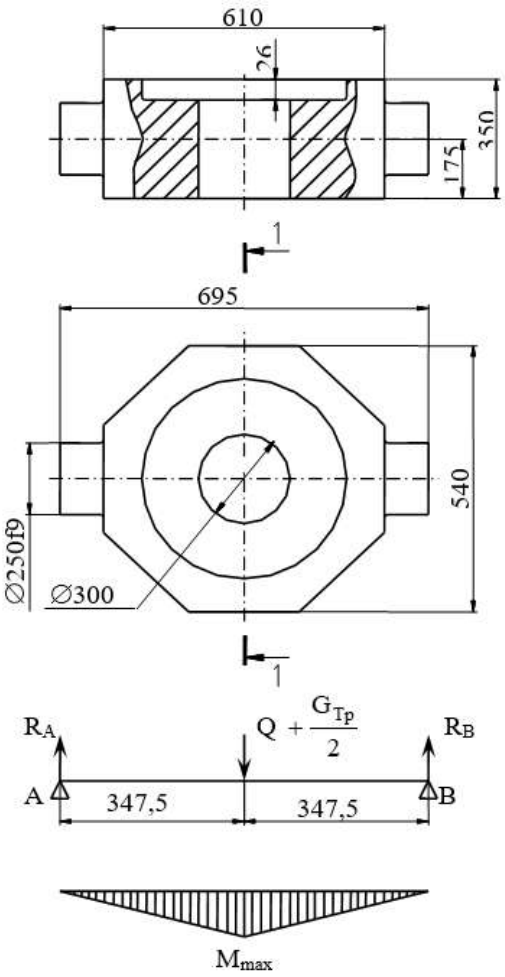


Рисунок1.9 – Розрахункова сфера траверси

1.20 Розрахунок траверси підвіски

Матеріал траверси Гр.IV КП 275 ГОСТ 8479-70 Сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 275$$

Допустиме напруження згину, МПа

$$[\sigma]_{\text{зг}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \times \text{C} \times \gamma_{\text{C}}}{\gamma_m \times \gamma_n} = 131 \quad [4]$$

Момент опору перерізу 1-1 (рис. 1.9), мм

$$W = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{(540-300) \times (350-26)^2}{6} = 4199040 \quad (1.48)$$

Реакції опор траверси, Н

$$R_A = R_B \frac{Q+\frac{G_{\text{тр}}}{2}}{2} \times 9{,}81 \times 1000 = 1500930 \quad (1.49)$$

Згинаючий момент в небезпечному перерізі 1-1, Нмм

$$\text{M}_{1-1} = R_A \times 347{,}5 = 521573175 \quad (1.50)$$

Напруження згину, МПа

$$\sigma_{1-1} = \frac{\text{M}_{1-1}}{W} = 124 < [\sigma]_{\text{зг}}$$

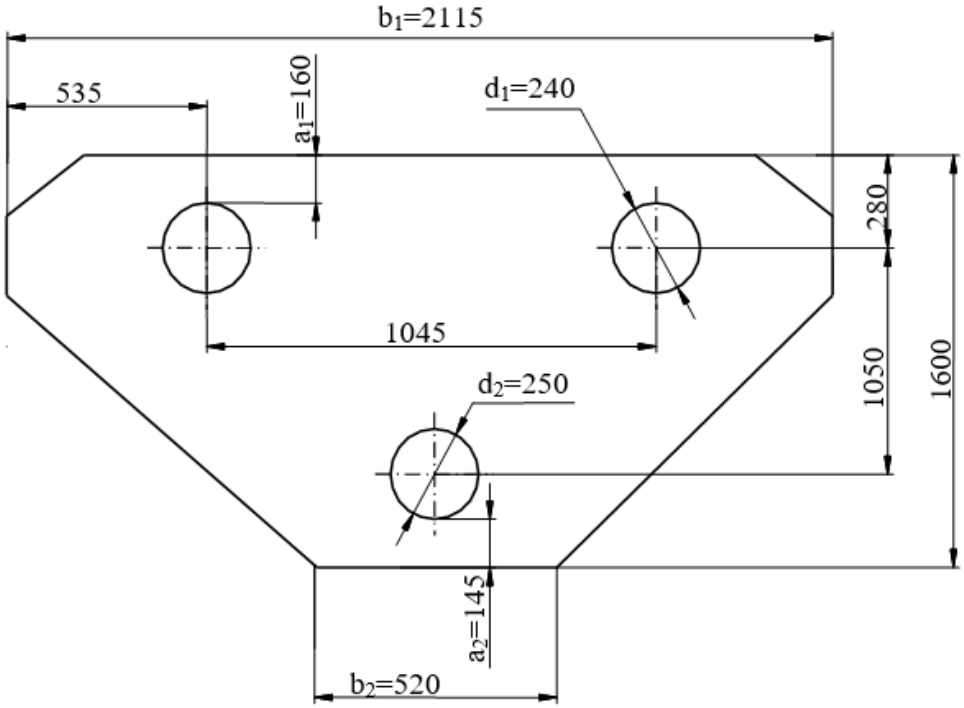


Рисунок 1.10 – Щока підвіски

1.21 Розрахунок щоки підвіски

Матеріал щоки Лист $\frac{\text{ПН}-75\ \text{ГОСТ}\ 19903-74}{265-09\text{Г2С}-12\ \text{ГОСТ}\ 19281-89}$

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 265$$

Напруження розтягу у верхній провушині, МПа

$$\sigma_{\text{р1}} = \alpha_1 \times \frac{\text{P}_1}{b_{y1} \times \delta} = 83 \quad (1.51)$$

Навантаження на верхню провушину, Н

$$\text{P}_1 = R_A = R_B = 827160$$

При співвідношенні

$$\frac{d_1}{b_1/2} = 22;\ \ \eta = 1{,}5;\ \alpha_1 = 3{,}275 \quad [9]$$

Умовна ширина провушини, мм

$$b_{y1} = \frac{2 \times a_1}{\eta} + d_1 = 426$$

Напруження зминання для верхньої провушини, МПа

$$\sigma_{\text{зм1}} = \frac{\text{P}_1}{d_1 \times \delta} = 46$$

Напруження розтягу для нижньої провушини, МПа

$$\sigma_{\text{р2}} = \alpha_2 \times \frac{\text{P}_2}{b_{y2} \times \delta} = 214$$

При співвідношенні

$$\frac{d_2}{b_2} = 0{,}48;\ \ \eta = 1{,}5;\ \alpha_2 = 4{,}3 \quad [9]$$

Умовна ширина провушини, мм (рис.1.10)

$$b_{y2} = \frac{2 \times a_2}{\eta} + d_2 = 443 \quad (1.52)$$

Навантаження на нижню провушину, Н

$$\text{P}_2 = 2 \times R_A = 1654320$$

Напруження зминання для нижньої провушини, МПа

$$\sigma_{\text{зм2}} = \frac{\text{P}_2}{d_2 \times \delta} = 88$$

Допустиме напруження розтягу, МПа

$$[\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \times \text{C} \times \gamma_{\text{C}}}{\gamma_m \times \gamma_n} = 240 \quad [9]$$

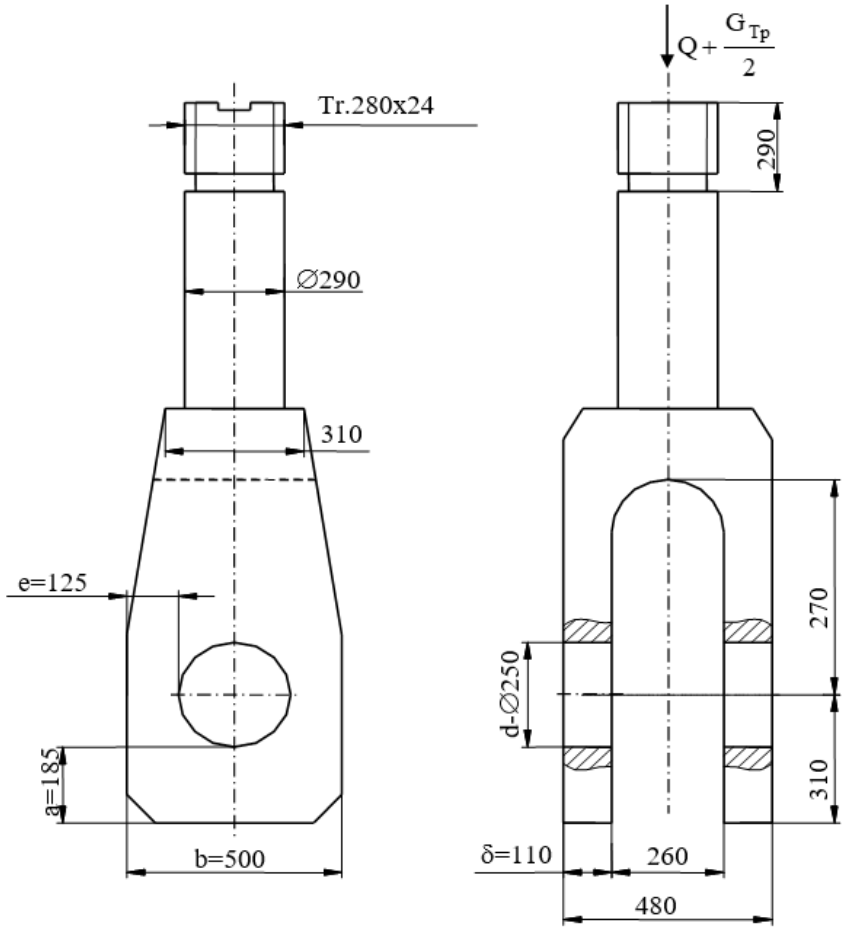


Рисунок 1.11 – Розрахункова схема провушини

1.22 Розрахунок провушини

Матеріал - Гр.IV КП 195 ГОСТ 8479-70 Сталь 20-2ГП ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 195$$

Розміри провушини мають задовільняти наступні умови:

$$d \leq 0{,}6 \times b;\ 250 < 300$$

$$b \leq 20 \times \delta;\ 500 < 2200$$

$$a \geq \eta \times e;\ 185 > 150$$

При співвідношенні

$$\frac{d}{b} = 0{,}5;\ \ \eta = 1{,}2; \qquad [9]$$

Напруження розтягу, МПа

$$\sigma_{\text{р}} = \alpha \times \frac{\text{P}}{b \times \delta} = 117$$

Навантаження на провушину, Н

$$P = \frac{9{,}81 \times \left(Q + \frac{G_{Tp}}{2}\right)}{2} = 1500930 \qquad (1.53)$$

Коефіцієнт, який залежить від співвідношення $\frac{d}{b} = 0{,}5$

$$\alpha = 4{,}3 \qquad [9]$$

Напруження зминання по діаметральній площині, МПа

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{\text{P}}{b \times \delta} = 54{,}5$$

Допустиме напруження розтягання, МПа

$$[\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \times \text{С} \times \gamma_{\text{С}}}{\gamma_m \times \gamma_n} = 177$$

Допустиме напруження зминання, МПа

$$[\sigma]_{\text{зм}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \times \text{С} \times \gamma_{\text{С}}}{\gamma_m \times \gamma_n} = 59 \quad [9]$$

Статична міцність різьбового з'єднання з трапецеїдальною різьбою резьбой Tr.280x24 по ГОСТ 9484-81, МПа

$$\sigma = \frac{N}{F} = 59 \leq \sigma_{\text{р}} \quad [6]$$

Навантаження на різьбове з'єднання, Н

$$N = 9{,}81 \times \left(Q + \frac{G_{Tp}}{2}\right) = 3001860 \quad (1.53)$$

Площа перерізу різьби провушини, мм^2

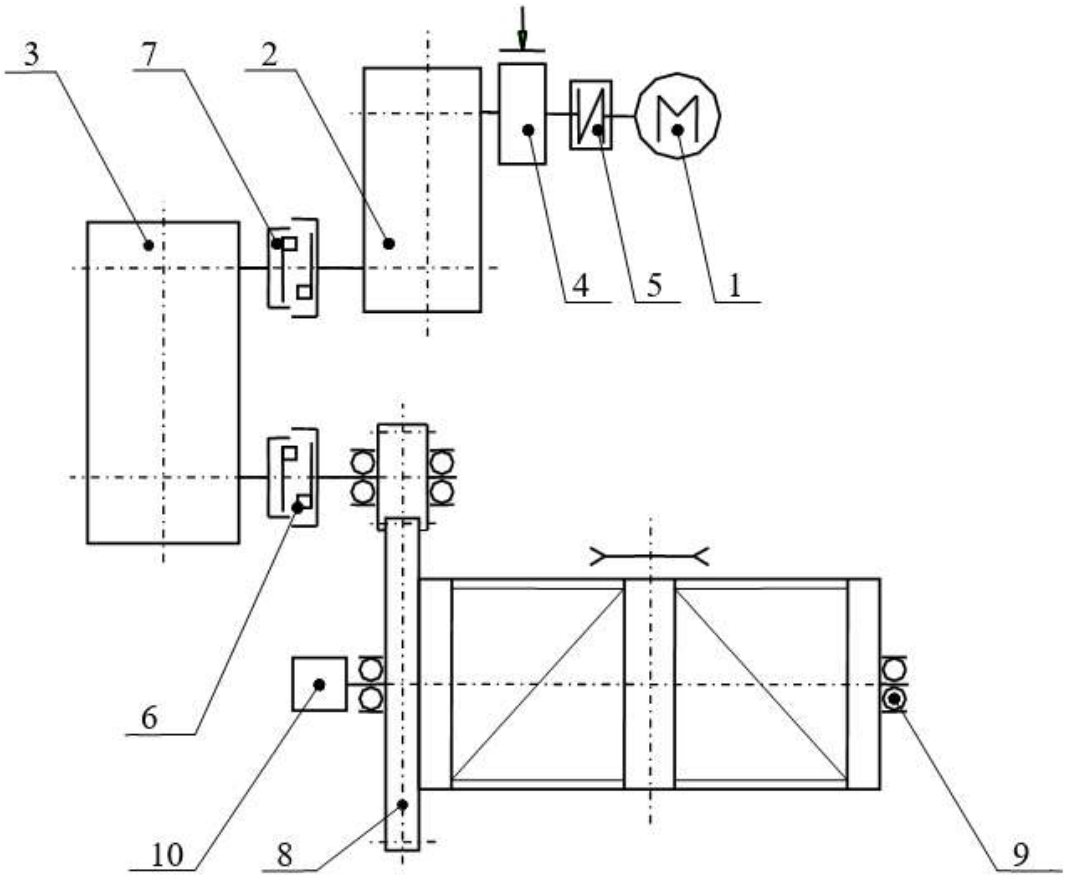
$$F = \frac{\pi \times D^2}{4} = 50671 \quad (1.54)$$

Вутрішній діаметр зовнішньої різьби провушини, мм

$$D = 254$$

$$\sigma = 59\text{МПа} < [\sigma]_{\text{р}} = 177\text{МПа}$$

2 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ



1 – Електродвигун МТН412-6 У1
$N_Н$=30 кВт; $n_Н$=965 об/хв
2 – Редуктор Ц2-250-8-21К У2
3 – Редуктор Ц2-500-12,5-22К У2
4 – Гальмо ТКГ 300М У2
5 – Напівмуфта пальцева ∅300
6 – Муфта зубчата МЗ-40000 (МЗ-9)
7 – Муфта зубчата МЗ-4000 (МЗ-4)
8 – Відкрита зубчатя передача
m=24; $z_к/z_ш$=63/15
9 – Підшипник 3524 ГОСТ 5721-75
10 – Вимикач ВУ-250М У2

Рисунок 4.1 – Кінематична схема механізму допоміжного підйому в.п.50 т

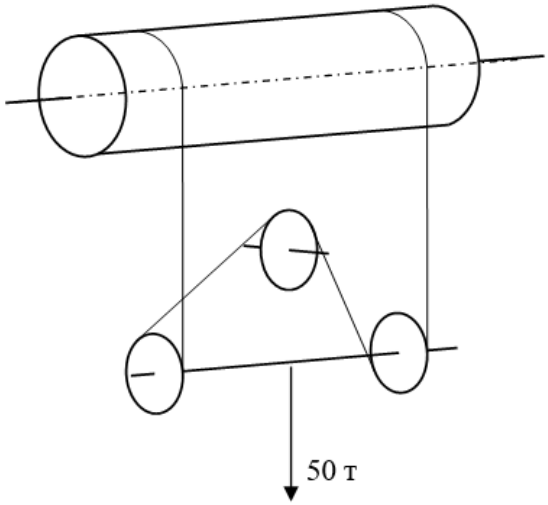


Рисунок 1.2 Схема запасовки каната механізму допоміжного підйому в.п. 50 т

2.1Вихідні дані

Вантажопідйомність підвіски, кгс

$$Q = 50000$$

Вага підвіски, кгс

$$G_{\text{п}} = 1100$$

Швидкість підйому вантажу, м/хв

$$V = 3$$

Висота підйому, м

$$\text{H} = 40$$

Кратність поліспасту

$$m = 2, \text{сдвоєний}$$

2.2 Вибір каната

ККД поліспаста

$$\eta_{\text{п}} = 0{,}98 \quad [1]$$

ККД барабана

$$\eta_{\text{б}} = 0{,}98 \quad [1]$$

Найбільше зусилля в гілці каната, Н

$$S = \frac{9{,}81 \times (Q + G_{\text{п}})}{2 \times m \times \eta_{\text{п}} \times \eta_{\text{б}}} = 130490 \quad [1]$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната

$$\text{Z}_{min} = 3{,}35 \quad [2]$$

Прийнятий діаметр каната, мм

$$d = 27$$

Тип каната 27-Г-І-Н-Р-1960 ГОСТ 2688-80 подвійної звивки конструкції 6×19, з органічним осердям

Маркувальна група каната – 1960 МПа

Розривне зусилля каната в цілому, Н

$$S_p = 436500$$

Фактичний коефіцієнт використання каната

$$\text{Z}_{\text{ф}} = \frac{S_p}{S} = 3{,}35 \quad (2.1)$$

2.3 Барабан канатний

Мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_{\text{б}}^{min} = 12{,}5 \times d = 0{,}34 \quad (2.2)$$

Прийнятий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_б = 0.8$$

Діаметри барабана:

По середній лінії каната, м

$$D_{ср} = 0.827$$

Внутрішній діаметр барабана, м

$$D_{вн} = 0.740$$

Крок нарізки, м

$$t = 31{,}25$$

Корисна довжина каната, що намотується на барабан, м

$$L = H \times m = 80 \tag{2.3}$$

Кількість робочих витків нарізки

$$z = \frac{L}{\pi \times D_{ср}} = 31 \tag{2.4}$$

Загальна кількість витків нарізки

$$z_{заг} = z + z_{розв} + z_{зап} = 35 \tag{2.5}$$

Кількість розвантажуючих витків

$$z_{розв} = 2$$

Кількість запасних витків

$$z_{зап} = 2$$

Довжина нарізаної частини барабана, мм

$$L_н = z_{заг} \times t = 1094 \tag{2.6}$$

Довжина вільної ненарізаної частини барабана, мм

$$L_{\text{р}} = 150$$

Довжина ненарізаної частини барабана для кріплення каната, мм

$$L_{\text{к}} = 96$$

1.4 Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому – 2

ККД механізму підйому

$$\eta_{\text{о}} = {\eta_1}^2 \times {\eta_2}^2 \times \eta_{\text{з}} \times \eta_{\text{п}} \times \eta_{\text{б}} = 0{,}824$$

ККД редукторів Ц2-500 і Ц2-250

$$\eta_1 = 0{,}96$$

ККД зубчатої муфти

$$\eta_2 = 0{,}99$$

ККД відкритої зубчатої передачі

$$\eta_3 = 0{,}95$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт

$$\text{Р}_{\text{ст}} = \frac{(Q+G_{\text{п}})\times V}{6120\times\eta_{\text{о}}} = 30 \qquad (2.7)$$

Позначення електродвигуна – МТН412-6 У1

Номінальна потужність електродвигуна при ПВ=40%, кВт

$$N_H = 30$$

Частота обертання валу електродвигуна об/хв

$$n_H = 965$$

2.5 Вибір механічної передачи механізму допоміжного підйому

Необхідне передаточне число механізму

$$\mathrm{i}_H = \frac{\pi \times D_{\text{ср}} \times n_H}{m \times V} = 417{,}86 \qquad (2.8)$$

Встановлюю редуктор Ц2-250-8

Фактичне передаточне відношення редуктора

$$\mathrm{i}_1 = 8{,}32$$

Встановлюю редуктор Ц2-500-12,5

Фактичне передаточне відношення редуктора

$$\mathrm{i}_2 = 12{,}41$$

Передаточне відношення відкритої зубчатої пари (рис. 2.1)

$$\mathrm{i}_3 = 4{,}2$$

Загальне передаточне число механізму

$$\mathrm{i}_0 = \mathrm{i}_1 \times \mathrm{i}_2 \times \mathrm{i}_3 = 433{,}65$$

Фактична швидкість підйому вантажу, м/хв

$$V_{\text{ф}} = \frac{\pi \times D_{\text{ср}} \times n_H}{m \times i_0} = 2.88$$

2.6 Крутні моменти на валах механізму допоміжного підйому

Крутний момент на барабані, Нм

$$\mathrm{M}_{\text{Б}} = \frac{S \times D_{\text{ср}}}{2 \times \eta_{\text{б}} \times \eta_{\text{п}}} a_K = 112365 \qquad (2.9)$$

Число гілок, що набігають на барабан

$$a_K = 2$$

Крутний момент на тихоходному валу редуктора Ц2-500-12,5, Нм

$$M_1 = \frac{M_Б}{\eta_2 \times \eta_3 \times i_3} = 28446$$

Крутний момент на тихоходному валу редуктора Ц2-250-8, Нм

$$M_2 = \frac{M_1}{i_2 \times \eta_1 \times \eta_2} = 2412$$

Крутний момент на валу електродвигуна, Нм

$$M_3 = \frac{M_2}{i_1 \times \eta_1} = 302$$

2.7 Перевірка редукторів

Редуктор Ц2-250-8-21К У2

Швидкість обертання швидкохідного вала редуктора, об/хв

$$n_{р1} = n_H = 965$$

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора (за каталогом), Нм

$$[M]_1 = 2746Нм > M_2 = 2412Нм$$

Редуктор Ц2-500-12,5-22К У2

Швидкість обертання швидкохідного валу редуктора, об/хв

$$n_{р1} = \frac{n_H}{i_1} = 116$$

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора (за каталогом), Нм

$$[M]_2 = 32177Нм > M_1 = 2746Нм$$

2.8 Вибір гальма

Кількість гальм – 1

Коефіцієнт запасу гальмування

$$к_Т = 1{,}5$$

Необхідний гальмівний момент, Нм

$$М_Т = к_Т \frac{9{,}81 \times (Q + G_п) \times D_{ср}}{2 \times m \times i_0} \times \eta_{max} = 327 \qquad (2.10)$$

Позначення гальма – ТКГ-300М У2

Максимальний гальмівний момент, Нм

$$[М]_Т = 800 > М_т = 327$$

1.9 Вибір муфт

На тихохідному валу редуктора Ц2-500-12,5 встановлена муфта МЗ-40000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[М]_{М1} = 40000$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$К_1 = \frac{[М]_{М1}}{М_1} > К$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти для кранів легкого режиму роботи

$$К = 1{,}3 \qquad [3]$$

На тихохідному валу редуктора Ц2-250-8 конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ-4000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[М]_{М2} = 40000$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$К_2 = \frac{[М]_{М2}}{М_2} = 1{,}65 > К = 1{,}3$$

На валу електродвигуна встановлена втулково-пальцева напівмуфта ∅300 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[\mathrm{M}]_{\mathrm{M3}} = 570$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$\mathrm{K}_{\mathrm{3}} = \frac{[\mathrm{M}]_{\mathrm{M3}}}{\mathrm{M}_{\mathrm{3}}} = 1{,}9 > \mathrm{K} = 1{,}3$$

2.10 Розрахунок барабану на міцність

Матеріал барабана – Сталь 265-09Г2С-12 ГОСТ 19281-89

Границя текучості

$$\sigma_{\mathrm{T}} = 265$$

Приймаю товщину стінки барабана, мм

$$\delta = \frac{(D_{\mathrm{Б}} - D_{\mathrm{вн}})}{2} \times 1000 = 30 \qquad (2.11)$$

Крок нарізки, мм

$$t = 31{,}25$$

Напруження стиску, що виникає в тілі барабана, внаслідок охоплення його канатом, МПа

$$\sigma_{\mathrm{ст}} = \frac{S}{\delta \times \mathrm{t}} = 139$$

Допустиме напруження стиску, МПа

$$[\sigma]_{\mathrm{ст}} = \frac{\sigma_{\mathrm{т}} \times \gamma_{\mathrm{c}}}{\gamma_m \times \gamma_n} = \frac{265 \times 1}{1{,}05 \times 1{,}75} = 144$$

2.11 Кріплення зубчатого колеса до барабану

Визначення діаметру стяжних болтів у з’єднанні зубчатого колеса з барабаном, мм

$$[d] = \sqrt{\frac{8 \times \mathrm{M_Б}}{\pi \times D_0 \times [\tau] \times z \times K}} = 20 \quad (2.12)$$

Діаметр кола, на якому розташовані вісі болтів, см

$$D_0 = 905$$

Кількість чистих болтів

$$z = 8$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи болтів

$$\mathrm{К} = 0{,}75$$

Допустиме напруження зрізу для сталі 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с $\sigma_\mathrm{Т}$ = 353 МПа, МПа

$$[\tau] = \frac{\sigma_\mathrm{т} \times \mathrm{C} \times \gamma_\mathrm{C}}{\gamma_m \times \gamma_n} = 128 \quad (2.13)$$

Коефіцієнт переходу від основних нормативних опорів до похідних опорів

$$\mathrm{C} = 0{,}6$$

Коефіцієнт умов роботи

$$\gamma_\mathrm{C} = 1{,}0$$

Коефіцієнт надійності за призначенням

$$\gamma_n = 1{,}5$$

Коефіцієнт надійності за матеріалом

$$\gamma_m = 1{,}1$$

Встановлено 8 болтів з посадкою $\varnothing 32\frac{\mathrm{H8}}{\mathrm{h9}}$ 1а М30-6g.66.0112 ГОСТ 7817-80

2.12 Кріплення каната до барабана притискними планками

Розрахунковий натяг каната в місці кріплення, Н

$$S` = \frac{S}{e^{f\beta}} \approx \frac{S}{3{,}5} = 37283 \quad (2.14)$$

$$f = 0{,}1$$

Кут охоплення барабана розвантажуючими витками, радіан

$$\beta = 4\pi$$

Необхідний притиск усіх болтів кріплення, Н

$$\text{P} = \frac{0{,}65 \times K_1 \times S`}{W} = 75731$$

Коефіцієнт надійності кріплення

$$K_1 = 1{,}25$$

Коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками

$$W = 0{,}4$$

Внутрішній діаметр болта, виходячи з умов міцності, мм

$$[d]_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4\times10\times P}{1000\times\pi\times z\times[\sigma]_{\text{р}}}} = 22{,}7 \quad [3]$$

Кількість кріпильних болтів

$$z = 3$$

Допустиме напруження розтягу для сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с $\sigma_{\text{Т}}$ = 245 МПа, МПа

$$[\sigma]_{\text{р}} = 627 \quad [3]$$

Встановлено 3 притискні планки з болтами М30-6g.46.0112

ГОСТ 7798-70 ($d_{\text{вн}} = 26{,}2$мм)

2.13 Розрахунок відкритої зубчатої передачі

Модуль

$$m = 2.4$$

Число зубів:

На колесі

$$z_K = 63$$

На вал-шестерні

$$z_Ш = 15$$

Діаметр ділильного кола:

Колеса

$$D_{dK} = 151{,}2$$

Вал-шестерні

$$D_{dш} = 36$$

Ширина зуба, см:

Колеса

$$B_K = 25$$

Вал-шестерні

$$B_ш = 26$$

Профільний кут вихідного контура, град.

$$\alpha = 20$$

Матеріал колеса - Сталь 25 Л ГОСТ 977-88

$$\sigma_T = 235$$

Матеріал вал-шестерні - Гр. IV КП 315 ГОСТ 8479-70 Сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88

$$\sigma_{\text{Т}} = 315 \text{ МПа}$$

Напруження вигину в небезпечному перерізі зуба вал-шестерні, МПа

$$\sigma_{\text{Вш}} = \frac{0{,}64 \times \text{М}_{\text{ш}}}{\text{z}_{\text{Ш}} \times m^2 \times \text{В}_{\text{ш}} \times \text{У}_1 \times \rho \times \alpha} = 94 \quad [5]$$

Крутний момент передачі вал-шестерні

$$\text{М}_{\text{ш}} = \text{М}_1 = 28446 \text{ Н·м}$$

Коефіцієнт форми зуба

$$y_1 = 0{,}092 \quad [5]$$

Швидкісний коефіцієнт [5]

$$\rho = \frac{3}{\text{V} + 3} = 0{,}94 \quad [5]$$

Швидкість на ділильному колі шестерні, м/с

$$\text{V} = \frac{\pi \cdot \text{Dd}_{\text{Ш}} \cdot \text{n}_{\text{н}} \cdot \text{i}_3}{\text{i}_0 \cdot 60 \cdot 100} = 0{,}176 \ \ 35 \quad (2.15)$$

Коефіцієнт зносу [5]

$$\alpha = 1.0$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу вал-шестерні, МПа

$$[\sigma]_{\text{Вш}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \cdot \text{С} \cdot \gamma_{\text{С}}}{\gamma_{\text{m}} \cdot \gamma_{\text{n}}} = 150 > \sigma_{\text{Иш}}$$

Коефіцієнт переходу [5]

$$\text{С} = 1.2$$

Коефіцієнт умов роботи [5]

$$\gamma_c = 0.8$$

Коефіцієнт надійності матеріалу [5]

$$\gamma_m = 1.15$$

Коефіцієнт надійності по призначенню [5]

$$\gamma_n = 1.75$$

Напруження вигину в небезпечному перерізі зуба колеса, МПа

$$\sigma в_К = 62{,}5\frac{0{,}64\times М_Б}{z_К\times m^2\times B_К\times y_2\times\rho\times\alpha} = 62{,}5 \quad [5]$$

Коэффициент формы зуба колеса : [5]

$$y_2 = 0.14 \quad [5]$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу колеса, МПа

$$[\sigma]в_К = \frac{\sigma_т \cdot C\cdot\gamma_C}{\gamma_m\cdot\gamma_n} = 159 > \sigma в_К = 62{,}5 \quad (2.16)$$

Колове зусилля в зубчатому зцепленні, Н

$$P_{окр} = \frac{2\times М_Б\times 100}{D_{dK}} = 148630 \quad (2.17)$$

Радіальне зусилля в зубчатому зчепленні, Н

$$T = P_{окр}\times tg20° = 54100 \quad (2.18)$$

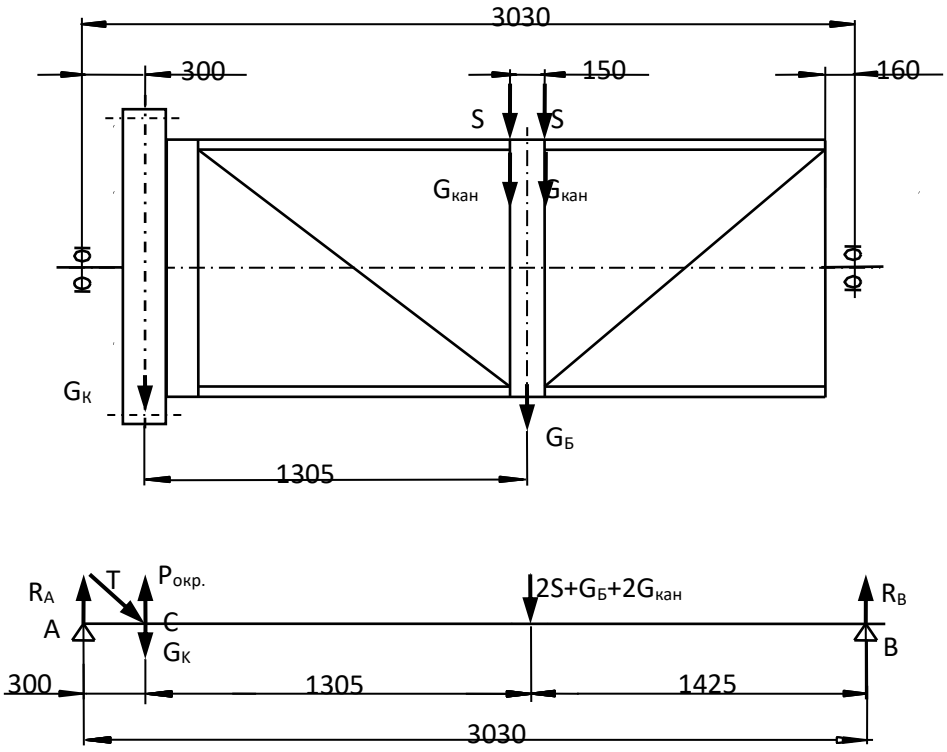


Рисунок 2.3 Розрахункова схема барабана

2.14 Визначення навантажень на опори барабана

Вага барабана, Н

$$G_{\text{Б}} = 17170$$

Вага каната, Н

$$G_{\text{кан}} = 2400$$

Вага зубчатого колеса, Н

$$G_{\text{к}} = 9800$$

Натяг каната, Н

$$S = 130490$$

Колове зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$\text{P}_{\text{окр}} = 148630$$

Радіальне зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$\mathrm{T} = 54100$$

Навантаження на опору А від дії вертикальних сил, Н

$$R_{\mathrm{A}}^{\mathrm{B}} = \frac{[(2\times S+G_{\mathrm{Б}}+2\times G_{\mathrm{кан}})\times 1425]+(G_{\mathrm{к}}\times \mathrm{P}_{\mathrm{окр}})\times(1305\times 1425)}{3030} = 7986 \qquad (2.19)$$

Навантаження на опору В, від дії вертикальних сил, Н

$$R_B^{\mathrm{B}} = 2\times S + G_{\mathrm{Б}} + 2\times G_{\mathrm{к}} - \mathrm{P}_{\mathrm{окр}} - R_{\mathrm{A}}^{\mathrm{B}} = 136134 \qquad (2.20)$$

Навантаження на опори А і В від дії горизонтальних сил, Н

$$R_{\mathrm{A}}^{\Gamma} = \frac{\mathrm{T}\times(1305+1425)}{3030} = 48744;\ R_{\mathrm{B}}^{\Gamma} = \frac{\mathrm{T}\times 300}{3030} = 5356 \qquad (2.21)$$

Сумарне навантаження на опору барабана а точці А, Н

$$R_{\mathrm{A}} = \sqrt{(R_{\mathrm{A}}^{\mathrm{Б}})^2 + (R_{\mathrm{A}}^{\Gamma})^2} = 49394 \qquad (2.22)$$

Сумарне навантаження на опору барабана а точці В, Н

$$R_{\mathrm{B}} = \sqrt{(R_{\mathrm{B}}^{\mathrm{Б}})^2 + (R_{\mathrm{B}}^{\Gamma})^2} = 136239 \qquad (2.23)$$

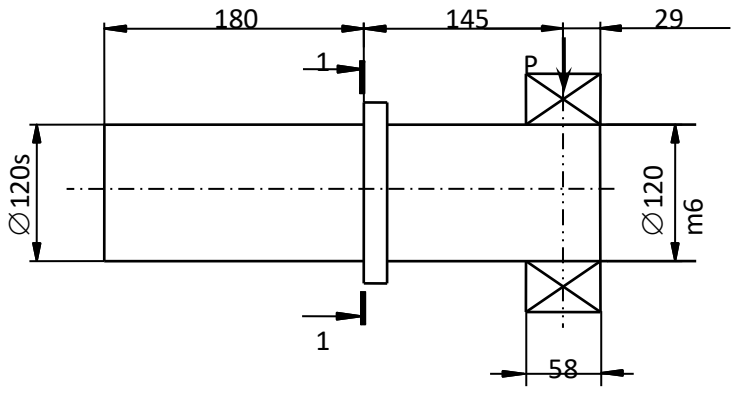


Рисунок 2.4 Розрахункова схема піввісі барабана

2.15 Розрахунок найбільш навантаженої піввісі барабана

Матеріал полувісі – Сталь 45-ЗГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 289$$

Згинальний момент в перерізі 1-1, Нмм

$$\text{M}_{\text{И}} = \text{P} \times 145 = 19754655 \quad (2.24)$$

Навантаження на опору барабана, Н

$$\text{P} = \text{R}_{\text{B}} = 136239$$

Напруження вигину, ПМа

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{\text{M}_{\text{И}}}{0{,}1 \times d^3} = 114 < [\sigma]_{\text{И}} = 151 \quad (2.25)$$

2.16 Визначення довговічності підшипників опор барабана

В опорі В (рис 2.3) встановлений підшипник 3524ГОСТ 5721-75 у якого:

Динамічна вантажопідйомність , (Н)

$$\text{C} = 275660$$

Коефіцієнт радіального навантаження

$$\text{X} = 1.0$$

Число обертів підшипника, об/хв

$$\text{n}_{\text{п}} = 2.22$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н

$$\text{Q} = \text{X} \times R \times K_K \times K_{\text{б}} \times K_{\text{т}} = 163487 \quad (2.26)$$

Радіальне навантаження на підшипник, Н

$$R = R_{\text{В}} = 136239$$

Кінематичний коефіцієнт

$$K_K = 1{,}0$$

Коефіцієнт динамічності

$$K_{\text{б}} = 1{,}2$$

Температурний коефіцієнт

$$K_{\text{т}} = 1{,}0$$

При співвідношенні

$$\frac{\text{C}}{\text{Q}} = \frac{275660}{163487} = 1{,}68 \qquad (2.27)$$

Довговічність підшипника, год

$$L_{\text{п}} = 8000 > L$$

Мінімальна довговічність підшипників для легкого режиму механізму, год

$$L = 1000$$

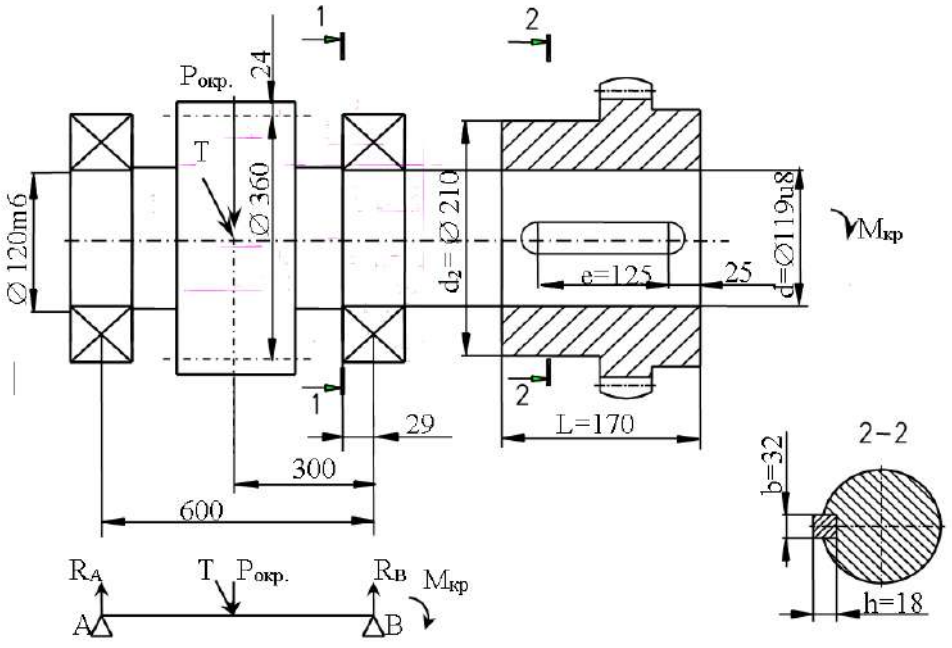


Рисунок 2.5 Розрахункова схема вал-шестерні

2.17 Розрахунок вал-шестерні

Матеріал шестерні Гр. IV КП 315 ГОСТ 8479-70 Сталь 452ГП ГОСТ 1050-88

Границя текучості, МПа

$$\sigma_{\text{т}} = 315 \qquad [6]$$

Реакції опор А і В від дії сили $\text{Р}_{\text{окр}}$, Н

$$R_{\text{А}}^{B} = R_{B}^{B} = \frac{\text{Р}_{\text{окр}}}{2} = 74315 \qquad (2.28)$$

Реакції опор А і В від сили Т, Н

$$R_{\text{А}}^{\text{г}} = R_{B}^{\text{г}} = \frac{\text{Т}}{2} = 27050 \qquad (2.29)$$

Сумарне навантаження на опори вал-шестерні в перерізі, Н

$$\text{R}_{A} = \text{R}_{B} = \sqrt{(R^{B}{}_{A})^2 + (R^{\text{г}}{}_{A})^2} = \sqrt{(R^{B}{}_{\text{В}})^2 + (R^{\text{г}}{}_{\text{В}})^2} = 79085 \qquad (2.30)$$

Згинаючий момент в перерізі 1-1, Нмм

$$\text{М}_{\text{Зг1}-1} = \text{R}_{B} \times 29 = 2293465$$

Напруження згину в перерізі 1-1, МПа

$$\sigma_{\text{Зг1}-1} = \frac{\text{М}_{\text{Зг1}-1}}{0{,}1 \times d^3} = 13$$

Напруження при дії крутного моменту $\text{М}_{\text{Кр}}$. МПа

$$\tau_{1-1} = \frac{\text{М}_{\text{Кр}}}{0{,}2 \times d^3} = 82$$

$$\text{М}_{\text{Кр}} = \text{М}_{\text{ш}} = 28664\text{Нм} = 28446000\text{Нмм} \qquad (2.31)$$

Приведені напруження в перерізі 1-1, МПа

$$\sigma_{\text{пр1}-1} = \sqrt{\sigma_{\text{Зг1}-1}{}^2 + 3 \times \tau_{1-1}{}^2} = 143 \leq [\sigma] \quad (2.32)$$

$$[\sigma] = 150\text{МПа}$$

2.18 Розрахунок шпонкового з'єднання вал-шестерні

Розміри шпонки 2-32х18х125 ГОСТ 23360-78

Матеріал шпонки Сталь 45-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Напруження зрізу шпонки, МПа

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \times \text{M}_{\text{Кр}}}{d \times b \times l} = 119 > [\tau]_{\text{зр}} \quad [8]$$

Допустиме напруження зрізу, МПа

$$[\tau]_{\text{зр}} = 120$$

Напруження зминання шпонки, МПа

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \times \text{M}_{\text{Кр}}}{d \times h \times l} = 425$$

Допустиме напруження зминання, МПа

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 150 \quad [8]$$

Отже, крутний момент для даного з'єднання надто великий.

Розрахунок шпонкового з'єднання як з'єднання з гарантованим натягом посадки $\varnothing 119\frac{H8}{u8} = \frac{119_0^{+54}}{119_{+144}^{+198}}$

Згинаючий крутний момент, яким може бути навантажене з'єднання, Нмм

$$\text{M}_{\text{Кнат}} = \frac{\pi \times d^2 \times L \times p \times f}{2} = 36800 \quad (2.33)$$

Діаметр з'єднання (рис.1.6), мм

$$d = 119$$

Посадкова довжина з’єднання, мм

$$L = 170$$

Коефіцієнт зчеплення

$$f = 0{,}2 \quad [8]$$

Напруження стиску на посадковій поверхні, кгс/см^2

$$\mathrm{P} = \frac{\Delta}{d\times\left(\frac{C_1}{E_1}+\frac{C_2}{E_2}\right)\times 10^4} = 496 \quad [8]$$

Модуль пружності охопленої і охоплюючої деталей, кг/см^2

$$E_1 = E_2 = 2{,}1 \times 10^6 \quad [8]$$

Коефіцієнти

$$\mathrm{C}_1 = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} - \mu_1 = 0{,}7$$

$$\mathrm{C}_2 = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \mu_2 = 2.24$$

Коефіцієнти Пуассона для охопленої і охоплюючої деталей

$$\mu_1 = \mu_2 \approx 0{,}3$$

Розрахунковий натяг, мк

$$\Delta = \Delta_r - u = 82{,}76 \quad (2.34)$$

Конструктивний натяг посадки, мк

$$\Delta_r = \frac{S_{min}+S_{max}}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2} = 105{,}8 \quad (2.35)$$

Мінімальний натяг, мк

$$S_{min} = 144 - 54 = 90$$

Максимальний натяг, мк

$$S_{max} = 198 - 0 = 198$$

Допуски на відхилення вала і отвору, мк

$$\delta_1 = 198 - 144 = 54$$

$$\delta_2 = 54 - 0 = 54$$

Величина згладжування при запресуванні, мк

$$u \approx 1{,}2 \times (k_1 \times H_{CK1} + k_2 \times H_{CK2}) = 23{,}04$$

Коефіцієнт, який залежить від класу чистоти

$$k_1 = k_2 = 4 \quad [8]$$

Середні квадратичні нерівності поєднаних поверхонь, мк

$$H_{CK1} = 1{,}6 \quad [8]$$

$$H_{CK2} = 3{,}2 \quad [8]$$

Розрахунковий обертовий момент що діє на шпонку, Нм

$$\mathrm{M_{об}} = \mathrm{M_{ш}} - \mathrm{M_{Кнат}} = -8354 \quad (2.36)$$

Висновок: Перевірка на міцність робочих поверхонь шпонки не проводиться, оскільки крутний момент $\mathrm{M_{ш}}$ передається не шпонкою, а посадкою з гарантованим натягом.

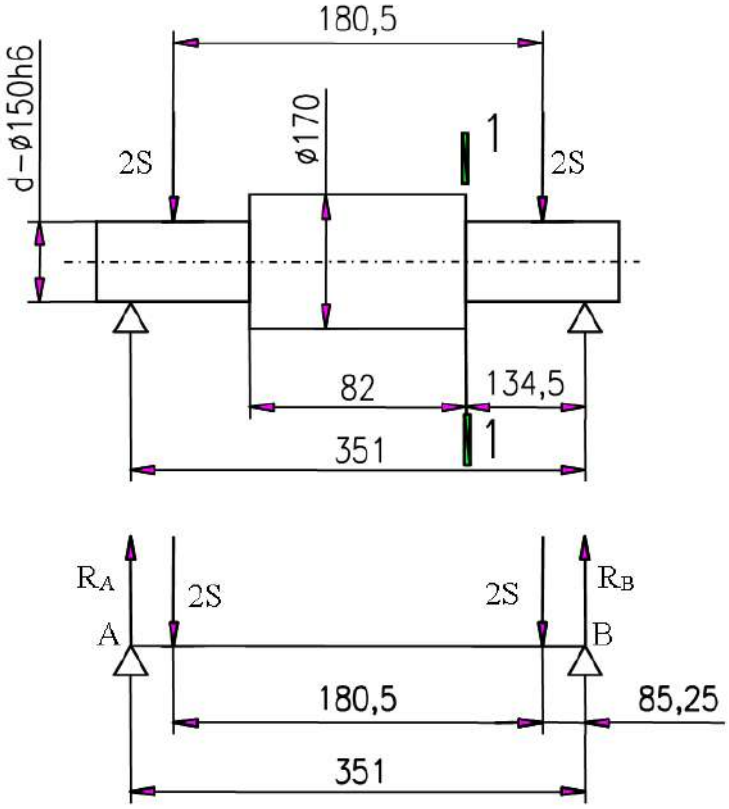


Рисунок 2.6 Розрахункова схема вісі блоків підвіски в.п. 50т

2.19 Розрахунок вісі підвіски вантажопідйомністю 50т

Матеріал вісі Сталь 45-ЗГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_{\text{Т}} = 289$$

Допустиме напруження згину, МПа

$$[\sigma]_{\text{зг}} = 151$$

Реакція опор осі, Н

$$R_A = R_B = 2S = 260980$$

Згинаючий момент в перерізі 1-1 , Нмм

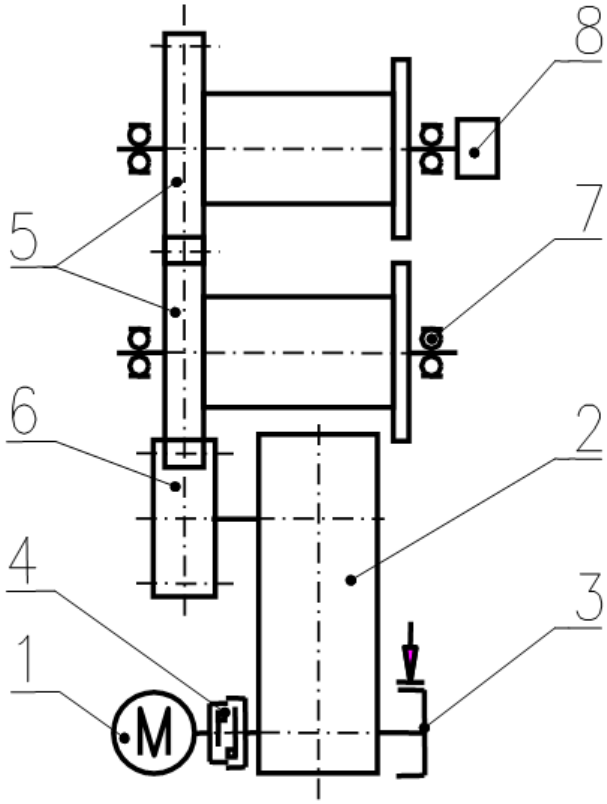
$$\text{M}_{\text{зг1}-1} = R_{\text{B}} \times 134{,}5 = 35101810 \qquad (2.37)$$

Напруження згину, МПа

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{\text{M}_{\text{зг1}-1}}{0{,}1 \times d^3} = 104 < [\sigma]_{\text{зг}}$$

Розрахунок інших частин підвіски не проводиться, оскільки за основу обрана типова підвіска вантажопідйомністю 50 т.

3 СТРІЛА. МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ 2×10Т



1–Електролдвигун МТН412-8 У1

N_H = 22 кВт; n_H =715 об/мин

2 – Редуктор Ц2-400-12,5-32Ц У1

3 – Гальмо ТКГ-300М У2

4 – Муфта зубчата МЗ 4000 (МЗ-4)

5 – Колесо зубчате: m=10; z_1 = 102

6 – Шестерня: m=10; z_2 = 20

7 – Підшипник 3518 ГОСТ 5721-75

8 – Вимикач ВУ-250М У2

Рисунок 3.1 Кінематична схема механізму підйому в.п.2×10т

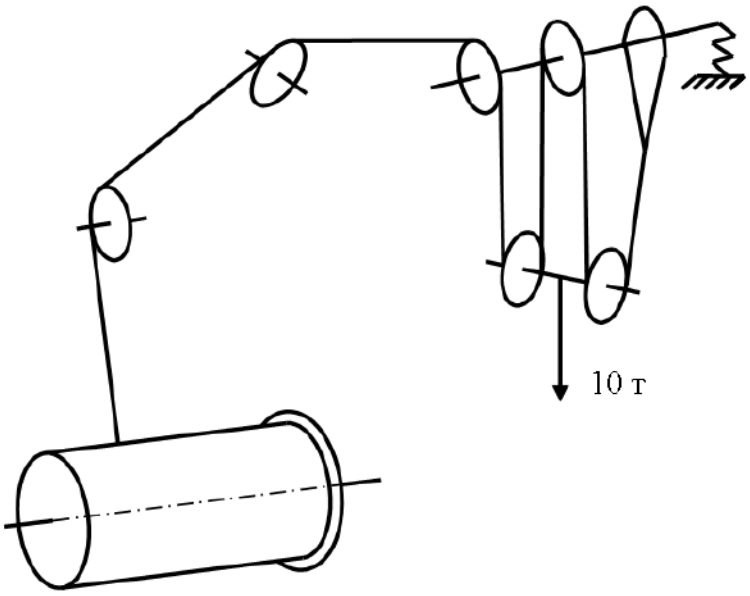


Рисунок 3.2 Схема запасовки каната механізму підйому 2х10т

3.1 Вихідні дані

Таблиця 3.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	10000
Вага підвіски, кгс	$G_п$	135
Швидкість підйому вантажу , м/хв	V	4,5
Висота підйому, м	H	25
Кратність поліспасту	m	4 одинарний

3.2 Вибір каната

Найбільше зусилля в гілці каната, Н

$$S = \frac{9{,}81 \times (Q + G_{\text{п}})}{2 \times m \times \eta_{\text{п}} \times \eta_{\text{б}}} = 26134 \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{п}} = 0.97;\ \eta_{\text{б}} = 0.98 \quad [1]$$

Число гілок канату

$$\text{a} = 4$$

Тип каната – 13-Г-І-Н-Р-1960 ГОСТ 2688-80 подвійної звивки конструкції 6×19, з органічним осердям.

Маркувальна група каната, МПа 1960

Розривне зусилля каната, Н

$$\text{Sp} = 97000 \quad [2]$$

Фактичний коефіцієнт використання каната

$$Z_{\text{ф}} = \frac{S_p}{S} = \frac{97000}{26134} = 3{,}7$$

$$Z_{min} = 3.35$$

3.3 Барабан канатний

Мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_{\text{б}}^{min} = \text{h}_1 \times d = 12.5 \times 0.013$$

Мінімальний коефіцієнт вибору діаметра барабана

$$\text{h}_1 = 12.5 \quad [2]$$

Діаметр каната, м

$$d = 0.013 \quad [2]$$

Прийнятий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_{\text{б}} = 0{,}53 \quad [2]$$

Діаметри барабана:

По середній лінії каната, м

$$D_{ср} = 0{,}543 \quad [2]$$

Внутрішній діаметр, м

$$D_{\text{вн}} = 0{,}48 \quad [2]$$

Корисна довжина каната, що намотується на барабан, м

$$L = H \times m = 100 \quad (3.2)$$

Довжина одного витка каната, м

$$l_1 = \pi \times D_{ср} = 1.7 \quad (3.3)$$

Довжина одного витка канату на другому шарі навивки, м

$$l_2 = \pi \times \left(D_{ср} + 2d\right) = 1{,}787 \quad (3.4)$$

Прийнята кількість витків каната на першому шарі навивки, м

$$z_1 = z_{H1} + z_P = 32 \quad (3.5)$$

Кількість робочих витків каната першого шару навивки

$$z_{H1} = 30$$

Кількість розвантажуючих витків

$$z_P = 2$$

Корисна довжина каната намотана на першому шарі, м

$$L_{\text{П1}} = l_1 \times z_{H1} = 51 \quad (3.6)$$

Корисна довжина каната намотана на другому шарі навивки, м

$$L_{\text{П2}} = L - L_{\text{П1}} = 49 \quad (3.7)$$

Кількість робочих витків каната другого шару навивки

$$z_2 = \frac{L_{П2}}{l_2} = 27 \quad (3.8)$$

Корисна довжина секції барабана, мм

$$L_c = d \times z_{H1} \times 1000 = 390$$

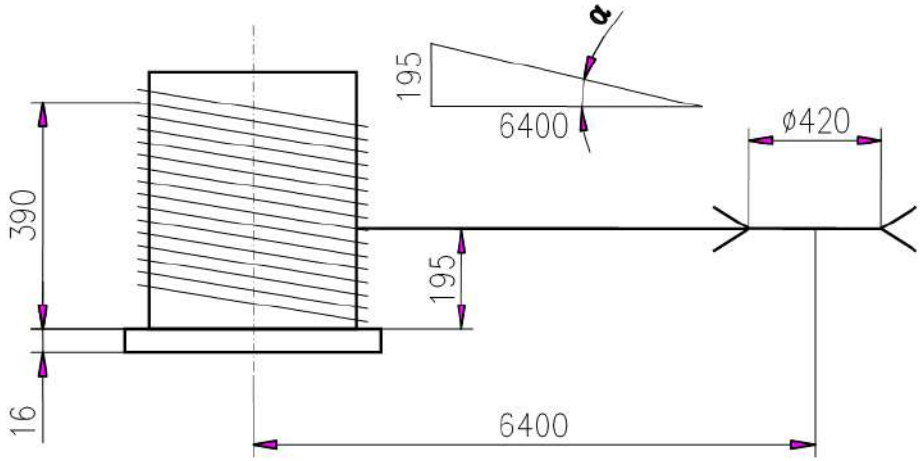


Рисунок 3.3 Кут відхилення каната на барабані

3.4 Визначення кута відхилення каната на барабані

Кут відхилення каната на барабані, град

$$\tan \alpha = \frac{195}{6400} = 0{,}03 \quad (3.9)$$

$$\alpha = 1{,}7$$

Допустимий кут відхилення каната для гладкого барабана

$$[\alpha] = 2 \quad [10]$$

3.5 Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому – 1

ККД механізму підйому

$$\eta_о = {\eta_1}^2 \times {\eta_2}^2 \times \eta_з \times \eta_п \times \eta_б = 0.96^2 \times 0.99^2 \times 0.95 \times 0.95 \times 0.98 = 0.8$$

(3.10)

ККД редуктора Ц2-400

$$\eta_1 = 0{,}96$$

ККД зубчатої муфти

$$\eta_2 = 0{,}99$$

ККД відкритої зубчатої передачі

$$\eta_3 = 0{,}95$$

ККД блоків (окрім поліспастних)

$$\eta_{бл} = 1 - 2 \times f \times \frac{d_0}{D} \times \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - c \times \left(\frac{d}{D}\right)^2 = 0{,}97 \qquad (3.11)$$

Діаметр осі блока, мм

$$d_0 = 80$$

Діаметр каната, мм

$$d = 13$$

Діаметр блока по осі каната, мм

$$D = 420 + 13 = 433 \qquad (3.12)$$

Кут охоплення блока канатом, град

$$\alpha = 90$$

Коефіцієнт тертя

$$f = 0{,}01$$

Коефіцієнт тертя, що залежить від конструкції каната

$$c = 10 \quad [10]$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт

$$P_{ст} = \frac{2\times(Q+G_{п})\times V}{6120\times\eta_{о}} = 18{,}6 \quad (3.13)$$

Обрано електродвигун МТН412-8У

Номінальна потужність електродвигуна, кВт

$$N_H = 22$$

Частота обертання вала електродвигуна, об/хв

$$n_H = 715$$

3.6 Вибір механічної передачі механізму підйому в.п. 2х10т

Необхідне передаточне число механізму

$$i_{н} = \frac{\pi\cdot D_{ср}{}'\cdot n_{н}}{m\cdot V}$$

$$i_{н} = \frac{\pi\times D_{ср}{}'\times n_{н}}{m\times V} = \frac{3{,}14\times 0{,}569\times 715}{4\times 4{,}5} = 71 \quad (3.14)$$

Середній діаметр барабана з канатом другого шару навивки, м

$$D_{ср}{}' = D_{ср} + 2\times d = 0{,}569 \quad (3.15)$$

Встановлений редуктор Ц2-400-12,5-32Ц У1

Фактичне передаточне відношення редуктора

$$i_{р} = 12{,}41$$

Передаточне відношення відкритої зубчатої пари (рис. 3.1)

$$i_{з} = \frac{z_1}{z_2} = 5{,}1 \quad (3.16)$$

Фактичне передаточне відношення механізма

$$\mathrm{i_ф} = \mathrm{i_р} \times \mathrm{i_з} = 63{,}3 \quad (3.17)$$

Фактична швидкість підйому вантажу, м/хв

$$V_ф = \frac{\pi \times D_{ср} \times n_н}{m \times i_ф} = 5 \quad (3.18)$$

5.7 Крутні моменти на валах механізма підйому в.п. 2х10 т

Крутний момент на барабані, Нм

$$\mathrm{M_Б} = 8375$$

Число гілок, що набігають на барабан

$$\mathrm{a_к} = 1$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора, Нм

$$\mathrm{M_1} = \frac{2\mathrm{M_Б}}{\mathrm{i_з} \times \eta_з} = 3457 \quad (3.19)$$

Крутний момент на валу електродвигуна, Нм

$$\mathrm{M_2} = \frac{\mathrm{M_1}}{\mathrm{i_р} \times \eta_1 \times \eta_2} = 371 \quad (3.20)$$

3.8 Перевірка редуктора

Допустимий крутний момент на вихідному валу редуктора (за каталогом), Нм

$$[\mathrm{M}] = 10987$$

$$[\mathrm{M}] > \mathrm{M_1} = 3457 \text{Нм}$$

Окружне зусилля в зубчатому зачепленні , Н

$$\mathrm{P_{окр}} = \frac{2 \times \mathrm{M_Б} \times 1000}{m \times z_1} = 16422 \quad (3.21)$$

Радіальне зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$T = P_{окр} \times \tan 20° = 5977 \quad (3.22)$$

Найбільше допустиме консольне навантаження на тихохідному валу редуктора (за каталогом), Н

$$[P_T] = 31392Н > 2 \times T = 11954Н$$

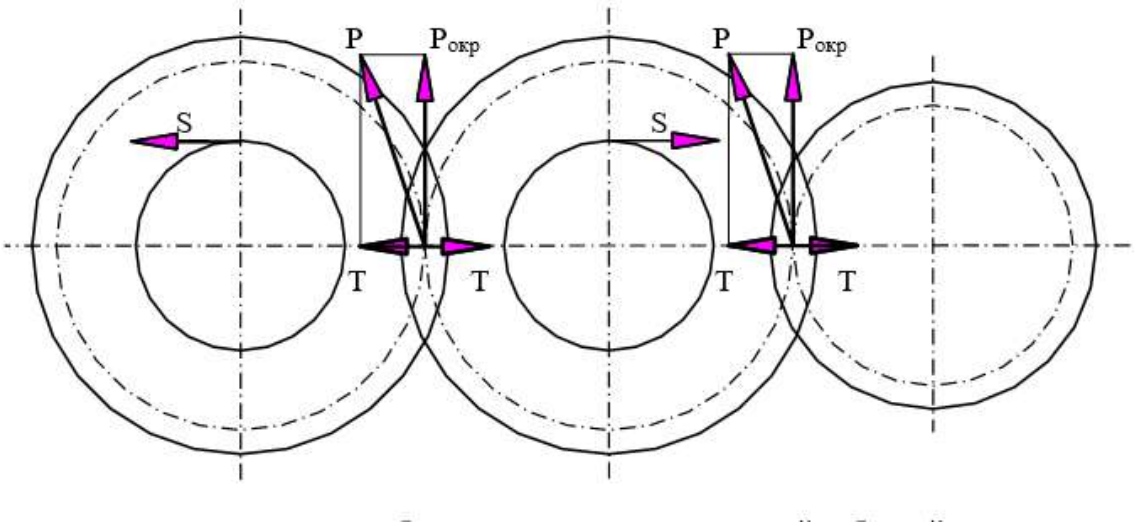


Рисунок 3.4 Зусилля в зубчатих зачепленнях відкритої зубчатої передачі

3.9 Вибір зубчатої передачі

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ-4000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[M]_M = 4000$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$К_M = \frac{[M]_M}{M_2} = 10 > К$$

Коефіцієнт запасу міцності муфти, для кранів легкого режиму роботи

$$К = 1{,}3$$

3.10 Вибір гальма

Кількість гальм – 1

Коефіцієнт запасу гальмування

$$К_т = 1{,}5$$

Необхідний гальмівний момент, Нм

$$М_т = К_Т \times \frac{9{,}81 \times 2 \times \left(Q + G_п + \frac{G_{тр}}{2}\right) \times D_{ср}'}{2 \times m \times i_о} \times \eta_{max} = 375 \qquad (3.23)$$

Максимальний ККД при гальмуванні

$$\eta_{max} = \frac{1 + \eta_0}{2} = 0{,}9$$

Встановлено гальмо ТКГ-300М У2

Максимальний гальмівний момент, Нм

$$[М]_т = 800 > М_т$$

3.11 Розрахунок барабана на міцність

Матеріал барабану – Труба $\frac{530 \times 25\ ГОСТ\ 8732-78}{В20\ ГОСТ\ 8134-74}$

Границя текучості матеріалу барабана, МПа

$$\sigma_Т = 245$$

Прийнята товщина стінки барабана, мм

$$\delta = \frac{D_Б - D_{вн}}{2} \times 1000 = 25 \qquad (3.24)$$

Крок навивки каната, мм

$$t = 23$$

Напруження стиску, що виникає в тілі барабана, в наслідок охоплення його канатом, МПа

$$\sigma_{ст} = \frac{\alpha_n \times S}{\delta \times t} = 112 < [\sigma]_{ст}$$

При двошаровій навивці

$$\alpha_n = 1{,}4$$

Допустиме напруження стиску, МПа

$$[\sigma]_{ст} = 133$$

3.12 Кріплення каната до барабану притискними планками

Розрахунковий натяг каната в місці кріплення, Н

$$S` = \frac{S}{e^{f\beta}} \approx \frac{S}{2{,}5} = 7467 \qquad (3.25)$$

Максимальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана

$$f = 0{,}1$$

Кут охоплення барабана розвантажуючими витками, радіан

$$\beta = 4\pi$$

Необхідний притиск усіх болтів кріплення, Н

$$P = \frac{0{,}65 \times K_1 \times S`}{W} = 15167 \qquad (3.26)$$

Коефіцієнт надійності кріплення

$$K_1 = 1{,}25$$

Коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками

$$W = 0{,}4$$

Внутрішній діаметр болта, виходячи з умов міцності, мм

$$[d]_{вн} = \sqrt{\frac{4 \times 10 \times P}{1000 \times \pi \times z \times [\sigma]_р}} = 8{,}8 \qquad [3]$$

Кількість кріпильних болтів

$$z = 4$$

Допустиме напруження розтягу для сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с σ_T = 245 МПа, МПа

$$[\sigma]_р = 62 \quad [3]$$

Встановлено 4 притискні планки з болтами М12-6g.46.019

ГОСТ 7798-70 ($d_{вн} = 10{,}1мм$)

5.13 Кріплення зубчатого колеса до барабану

Визначення діаметра стяжних болтів, мм

$$[d] = \sqrt{\frac{8 \times М_Б}{\pi \times D_0 \times [\tau] \times z \times K}} = 4{,}1 \quad (3.27)$$

Діаметр кола, на якому розташовані вісі болтів, мм

$$D_0 = 605$$

Коефіцієнт що враховує неравномірність роботи болтів

$$К = 0{,}75$$

Допустиме напруження зрізу для сталі 20-3ГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88 с σТ = 245 МПа, МПа

$$[\tau] = 89$$

Встановлено 6 болтів з посадкою $\varnothing 17\frac{H8}{h9}$ 1а М16-6g.46.019 ГОСТ 7817-80

3.14 Розрахунок відкритої зубчатої пари

Модуль

$$m = 1{,}0$$

Число зубів:

На колесі

$$z_K = 102$$

На вал-шестерні

$$z_Ш = 20$$

Діаметр ділильного кола:

Колеса

$$D_{dK} = 102$$

Вал-шестерні

$$D_{dш} = 20$$

Ширина зуба, см:

Колеса

$$B_K = 10$$

Вал-шестерні

$$B_ш = 11$$

Профільний кут вихідного контура, град.

$$\alpha = 20$$

Матеріал колеса - Сталь 25 Л ГОСТ 977-88

$$\sigma_T = 235$$

Матеріал вал-шестерні - Гр. IV КП 275 ГОСТ 8479-70 Сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88

$$\sigma_T = 275 \text{ МПа}$$

Напруження вигину в небезпечному перерізі зуба вал-шестерні, МПа

$$\sigma_{Иш} = 123 \quad [5]$$

Крутний момент передачі вал-шестерні

$$M_ш = M_1 = 3457 \text{ Н·м}$$

Коефіцієнт форми зуба

$$y_1 = 0{,}102 \quad [5]$$

Швидкісний коефіцієнт [5]

$$\rho = \frac{3}{V+3} = 0{,}8 \quad [5]$$

Швидкість на ділильному колі шестерні, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot Dd_Ш \cdot n_н \cdot i_3}{i_0 \cdot 60 \cdot 100} = 0{,}76 \quad (3.28)$$

Коефіцієнт зносу [5]

$$\alpha = 1{,}0$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу вал-шестерні, МПа

$$[\sigma]_{Вш} = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = 257 > \sigma_{Иш}$$

Напруження згину в небезпечному перерізі зуба колеса, МПа

$$\sigma_{Вш} = \frac{0{,}64 \times M_ш}{z_Ш \times m^2 \times B_ш \times y_1 \times \rho \times \alpha} = 46 \quad [5]$$

Коэффициент формы зуба колеса :

$$y_2 = 0.142 \quad [5]$$

Допустиме напруження вигину для матеріалу колеса, МПа

$$[\sigma]в_К = \frac{\sigma_т \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = 112 > \sigma в_К = 46$$

3.15 Визначення навантажень на опори барабана

Вага барабана, Н

$$G_Б = 2500$$

Вага каната, Н

$$G_{кан} = 620$$

Вага зубчатого колеса, Н

$$G_к = 4900$$

Натяг каната, Н

$$S = 26134$$

Окружне зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$P_{окр} = 16422$$

Радіальне зусилля в зубчатому зачепленні, Н

$$T = 5977$$

Навантаження на опору А від дії вертикальних сил (рис.3.5), Н

$$R_A^B = \frac{[(G_Б + 2G_{кан}) \times 350] + [(G_з - P_{окр}) \times 600]}{730} = -7974 \quad (3.29)$$

Навантаження на опору В, від дії вертикальних сил, Н

$$R_B^B = \frac{[(P_{окр} - G_з) \times 130] - [(G_Б + G_к) \times 380]}{730} = 428 \quad (3.30)$$

Навантаження на опори А і В від дії горизонтальних сил, Н

$$R_{\text{A}}^{\text{Г}} = \frac{(S\times 460)+(\text{T}\times 600)}{730} = 21380;\ R_{\text{B}}^{\text{Г}} = \frac{(\text{T}\times 130)+(S\times 270)}{730} = 10731 \qquad (3.31)$$

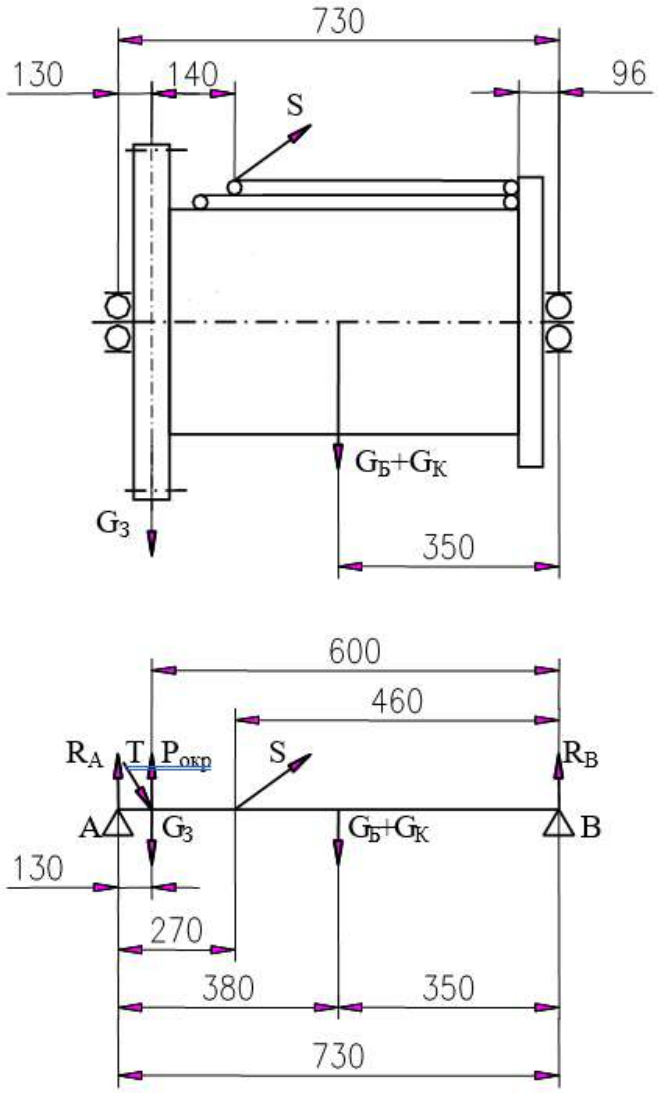


Рисунок 3.5 Розрахункова схема барабана

Сумарне навантаження на опору барабана а точці А, Н

$$R_{\text{A}} = \sqrt{(R_{\text{A}}^{\text{Б}})^2 + (R_{\text{A}}^{\text{Г}})^2} = 19837 \qquad (3.32)$$

Сумарне навантаження на опору барабана а точці В, Н

$$R_{\text{B}} = \sqrt{(R_{\text{B}}^{\text{Б}})^2 + (R_{\text{B}}^{\text{Г}})^2} = 10740 \qquad (3.33)$$

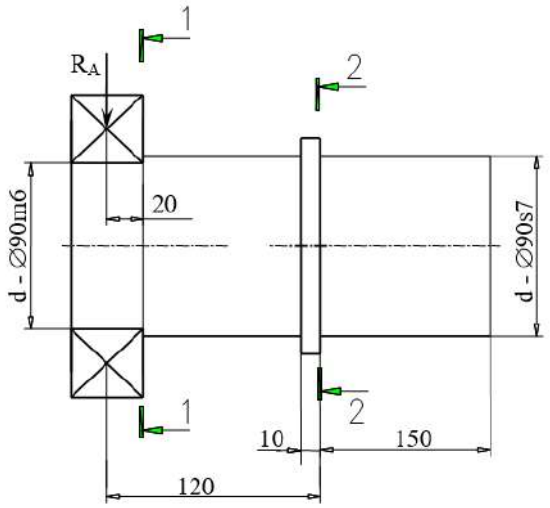


Рисунок 3.6 Розрахункова схема полувісі барабана

3.16 Розрахунок найбільш навантаженої полувісі барабана

Матеріал полувісі – Сталь 20-ЗГП-М1-ТВ1 ГОСТ 1050-88

Границя текучості сталі, МПа

$$\sigma_T = 216$$

Згинальний момент в перерізі 1-1, Нмм

$$M_{зг1-1} = P \times 20 = 4396740 \quad (3.34)$$

Згинальний момент в перерізі 2-2, Нмм

$$M_{зг2-2} = P \times 120 = 2380440 \quad (3.35)$$

Навантаження на опору барабана, Н

$$P = R_A = 322590$$

Напруження згину в перерізі 1-1, ПМа

$$\sigma_{зг1-1} = \frac{M_{зг1-1}}{0{,}1 \times d^3} = 5{,}4 < [\sigma_{зг}]$$

Напруження згину в перерізі 2-2, ПМа

$$\sigma_{зг1-1} = \frac{M_{зг2-2}}{0{,}1 \times d^3} = 33 < [\sigma_{зг}]$$

Допустиме згинаюче напруження, Мпа

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T \cdot C \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = 113$$

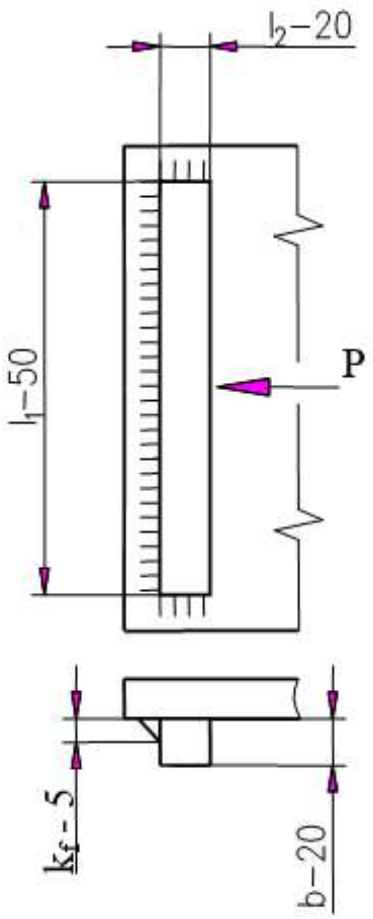


Рисунок 3.7 Схема зварного з’єднання

3.17 Розрахунок зварного з’єднання упору корпуса підшипника зі столиком

Матеріал упора (рис. 3.7) – Ст3пс2 ГОСТ380-94

Нормативний тимчасовий опір основного металу, МПа

$$R_{un} = 370 \quad [15]$$

Розрахунковий опір кутового шва зрізу по металу межі сплавлення, МПа

$$R_{wz} = 165 \quad [15]$$

Матеріал столика – Сталь 09Г2С-12

Нормативний тимчасовий опір основного металу, МПа

$$R_{un} = 470 \quad [15]$$

Розрахунковий опір кутового шва зрізу по металу межі сплавлення, МПа

$$R_{wz} = 210 \quad [15]$$

Зварювання виконується напівавтоматом, зварювальною проволокою Св-08Г2С ГОСТ 2246-70

Розрахунковий опір кутового шва зрізу по металу шва, МПа

$$R_{wf} = 210 \quad [15]$$

Допустиме напруження зрізу по металу шва, МПа

$$\left[\tau_f\right] = R_{wf} \times \gamma_{wf} \times \frac{\gamma_c}{\gamma_n} = 138 \quad [15]$$

Допустиме напруження зрізу по металу межі сплавлення, МПа

$$[\tau_z] = R_{wz} \times \gamma_{wz} \times \frac{\gamma_c}{\gamma_n} = 127 \quad [15]$$

Розрахунковим є переріз по металу шва

Площа розрахункового перерізу кутового шва по металу шва, мм^2

$$\mathrm{A}_f = \beta_f \times k_f \times (l_1 + 2 \times l_2 + b - 2 \times u) = 405 \quad [15]$$

Для кутового шва

$$u = 10 \quad [15]$$

Розрахункове напруження зрізу по металу шва, МПа

$$\tau_f = \frac{N}{\mathrm{A}_f} = 64{,}5 \qquad [15]$$

3.18 Перевірка підшипників опор барабана

В опорі А (рис.3.5) встановлений підшипник 3518 ГОСТ 5721-75, у якого:

Динамічна вантажопідйомність, (Н)

$$\mathrm{C} = 127530$$

Коефіцієнт радіального навантаження

$$\mathrm{X} = 1{,}0$$

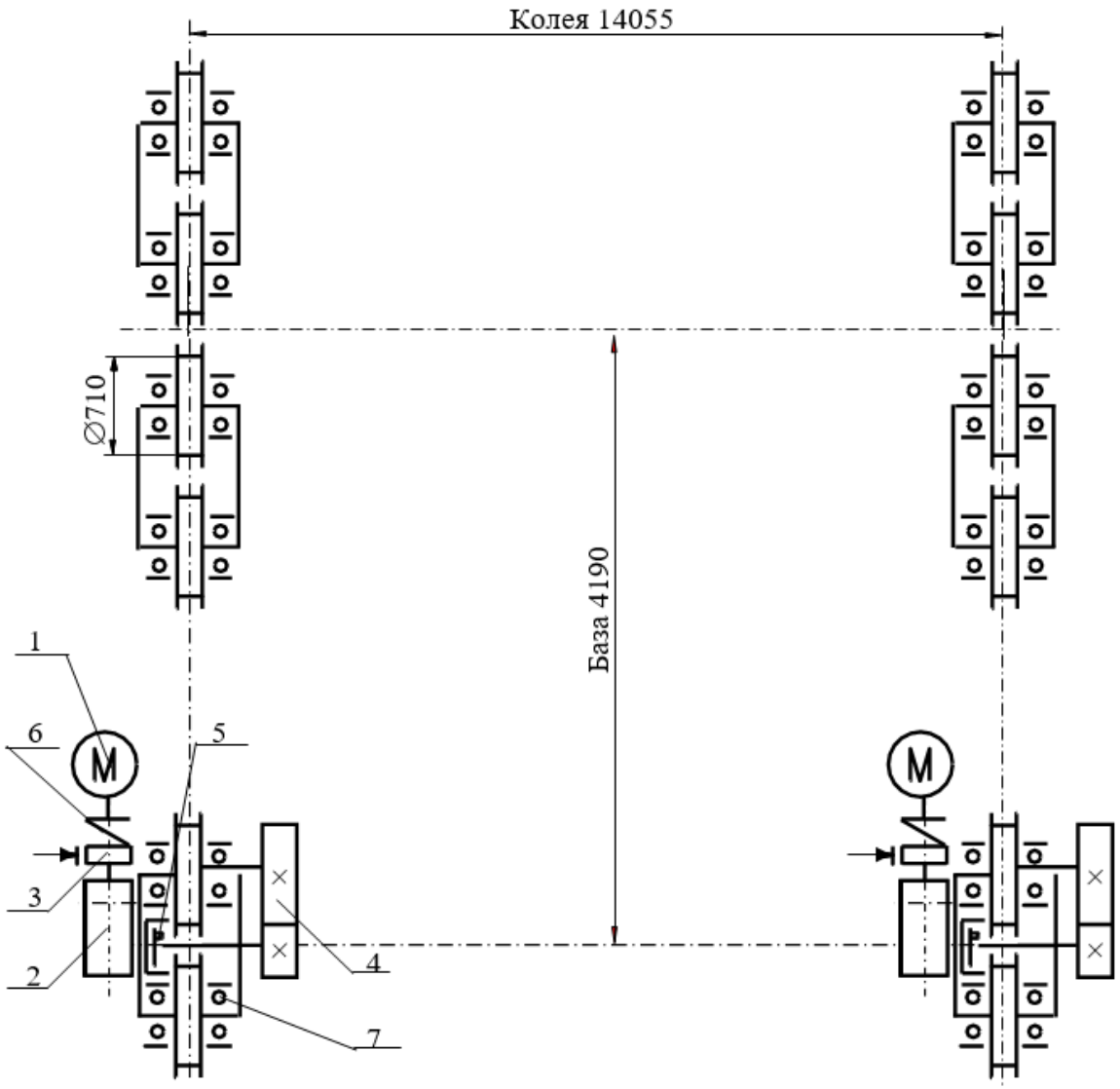
Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н

$$Q = X \times R_A \times K_K \times K_{\text{б}} \times K_{\text{т}} = 23804 \qquad (3.36)$$

$$Q < \mathrm{C}$$

Розрахунок складових вузлів і деталей підвіски в.п. 10т не проводиться, оскільки за основу взята типова гакова підвіска в.п. 10т.

4 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА



1 – Електродвигун ДМТН112-6 У1

NH=4,5 кВт; nH=900 об/мин.

2 – Редуктор КЦ2-160Н-71 У1

3 – Гальмо ТКГ -160М У2

4 – Відкрита зубчата передача

m = 14; z_1/z_2 = 51/17; i = 3

5 – Полумуфта зубчата МЗП-10000 (МЗП-6)

6 – Полумуфта пальцева ∅160

7 – Подшипник 3626 ГОСТ 5721-75

Рисунок 4.1 Кінематична схема механізма пересування візка

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Вага візка, тс	$G_{тел}$	120
Вага вантажу, тс	$G_{гр}$	84,4
$G_{гр}= G_{тр} + G_{сз}$		
Вага траверси, тс	$G_{тр}$	12
Вага секції затвора, тс	$G_{сз}$	72,4
Зусилля підриву затвора при підйомі, тс	$P_{под}$	600
Швидкість пересування, м/хв	V	9,18
Кількість ходових коліс	n	12
Кількість привідних коліс	$n_{пр}$	2
Кількість ходових коліс в одному з двох балансирів, встановлених зі сторони головного підйому	n’	4
Тип привода	роздільний	

4.1 Визначення максимальних і мінімальних навантажень на підвізковий рельс

Максимальний тиск ходового колеса на рельс, кН (тс)

$$P_{MAX} = \frac{R+(G_{віз}/4)}{n`} = 750(76{,}43) < [P_{MAX}] \qquad (4.1)$$

Максимальна реакція в ходовій балці візка від зусилля підриву затвору механізма головного підйому, Н

$$R = 2704813$$

Максимальне навантаження на ходове колесо для легкого режиму роботи, тс

$$[\mathrm{P_{MAX}}] = 81.8$$

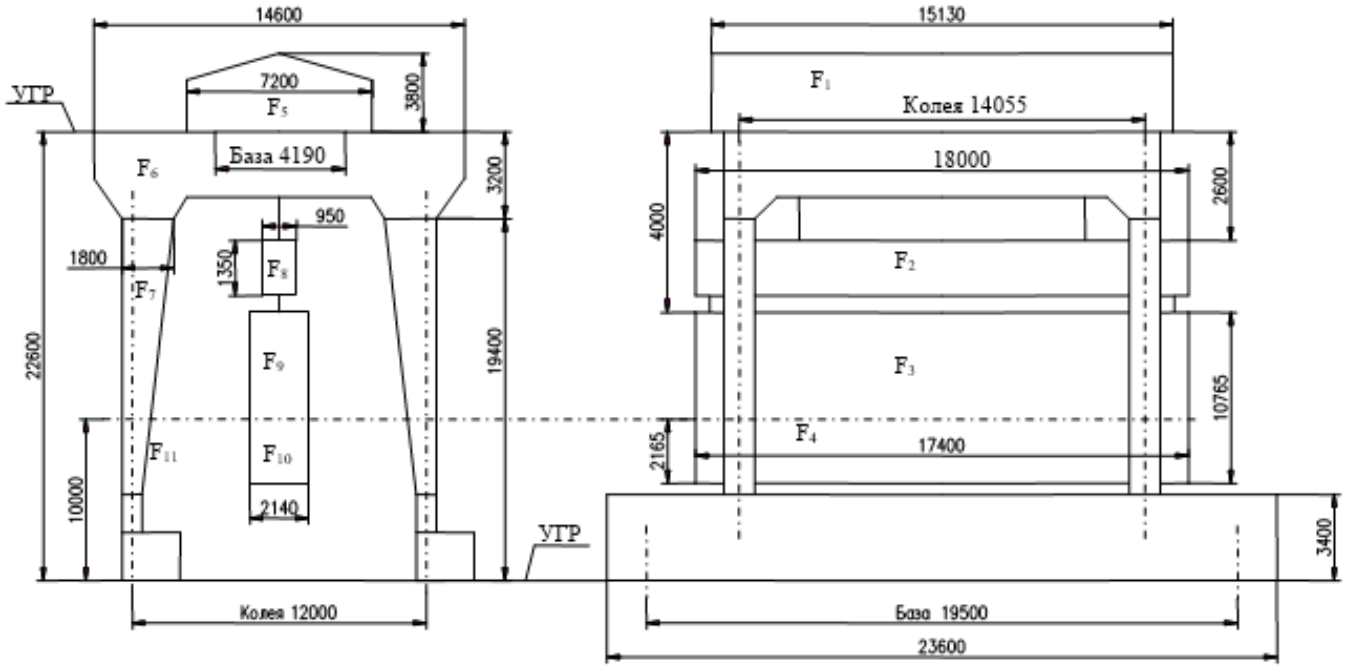
Прийняті ковані ходові колеса діаметром, см

$$D_K = 71$$

Тип підвізкового рельса – КР120

Мінімальний тиск ходового колеса на рельс, Н (тс)

$$\mathrm{P}_{min} = \frac{G_{\text{віз}}}{n} = 98100\ (10) \qquad (4.2)$$



Підвітряні площини:

$$F_1 = 58\text{м}^2;\ F_2 = 24{,}3\text{м}^2;\ F_3 = 183\text{м}^2;\ F_4 = 37{,}6\text{м}^2;\ F_5 = 27{,}4\text{м}^2;\ F_6 = 47\text{м}^2;\ F_7 = 17\text{м}^2;\ F_8 = 1{,}3\text{м}^2;\ F_9 = 18{,}4\text{м}^2;\ F_{10} = 4{,}6\text{м}^2;\ F_{11} = 18\text{м}^2;$$

Рисунок 4.2 Підвітряні площини

4.2 Визначення опору пересуванню візка

Повний статичний опір пересуванню, кгс

$$W = W_T + W_B = 4214 \quad (4.3)$$

Повний статичний опір пересуванню візка з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна, кгс

$$W_{\text{E}} = W_T + 0{,}6 \times W_B = 3370 \quad (4.4)$$

Опір від тертя і уклону підкранових шляхів, кгс

$$W_T = 2104$$

Опір від дії вітрового навантаження, кгс

$$W_{\text{B}} = 2110$$

Опір від дії вітрового навантаження на вантаж що перевозиться, кгс

$$W_{\text{Вгр}} = 297$$

4.3 Вибір електродвигуна

Кількість приводів пересування

$$z = 2$$

Коефіцієнт корисної дії механізму пересування

$$\eta_{\text{o}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 = 0{,}87 \quad (4.5)$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт

$$N = 2{,}9$$

Встановлено електродвигун ДМТН112-6 У1 з номінальною потужністю, кВт

$$N_{\text{H}} = 4{,}5$$

Частота обертання вала електродвигуна, об/хв

$$n_H = 900$$

Номінальний момент електродвигуна, кгсм

$$\mathrm{M_H} = 4{,}875$$

4.4 Вибір механічної передачі механізму пересування візка

Необхідне передаточне число механізма

$$\mathrm{i_н} = 218{,}68$$

Встановлено редуктор КЦ2-160Н-71-42 У1

Передаточне число редуктора

$$\mathrm{i_1} = 71$$

Передаточне число відкритої передачі

$$\mathrm{i_2} = 3$$

Загальне передаточне відношення механізму

$$\mathrm{i_з} = 213$$

Фактична швидкість пересування візка, м/хв

$$V_ф = 9{,}42$$

4.5 Вибір муфти

На валу електродвигуна конструктивно встановлена втулково-пальцева півмуфта $\emptyset 160$ з допустимим крутним моментом, Нм

$$[\mathrm{M}]_{\mathrm{M1}} = 180$$

Коефіцієнт запасу міцності півмуфти

$$\mathrm{К_{M1}} = 1{,}9 > \mathrm{К}$$

На тихохідному валу редуктора встановлено зубчату півмуфту МЗП-10000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[\mathrm{M}]_{\mathrm{M2}} = 10000$$

Коефіцієнт запасу міцності півмуфти

$$\mathrm{К}_{\mathrm{M2}} = 1{,}7 > \mathrm{К}$$

4.6 Вибір гальма

Гальмівний момент механізму пересування візка, що працює на відкритому повітрі, Нм

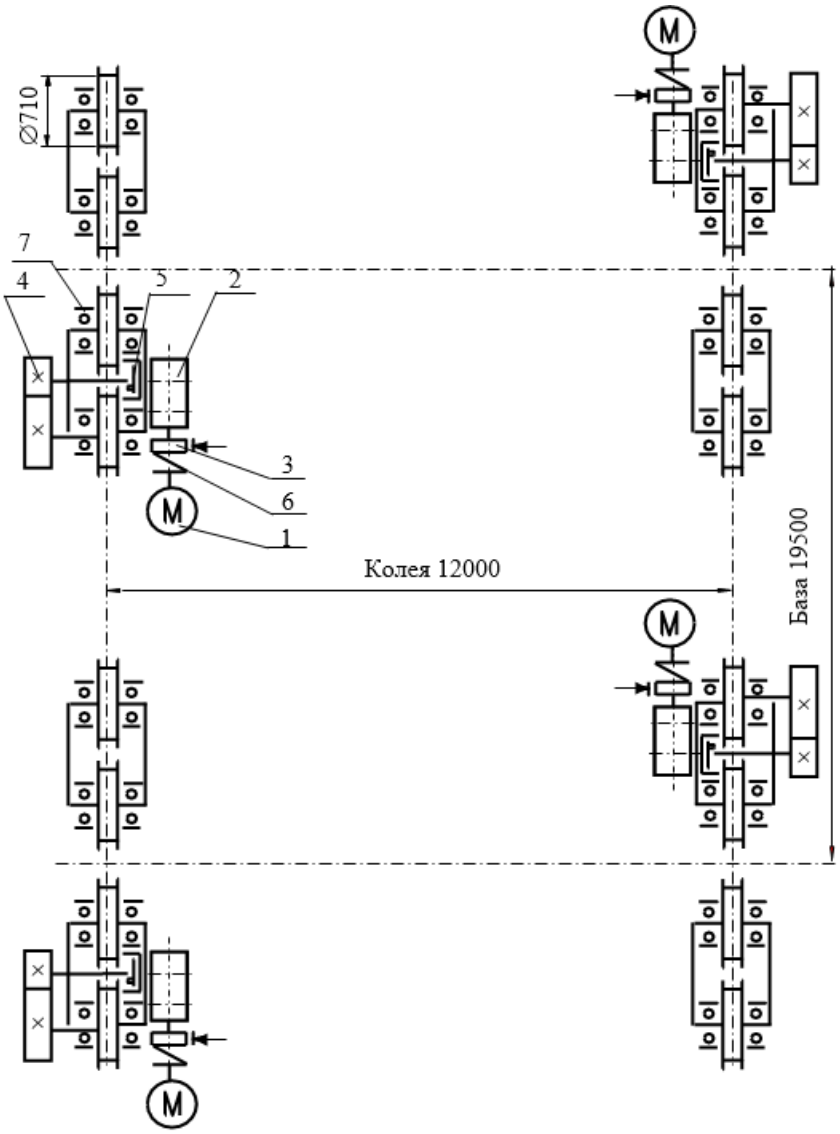
$$\mathrm{M}_{\mathrm{T}} = 46$$

Встановлено гальмо ТКГ-160М У2

Максимальний гальмівний момент, Нм

$$[\mathrm{M}]_{\mathrm{T}} = 100$$

5 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА



1 – Электродвигатель МТН311-6 У1

$N_н$ = 11 кВт; $n_н$ = 940 об/мин

2 – Редуктор КЦ2-200Н-45-42$К_{вх}К_{вых}$У1

3 – Тормоз ТКГ-200М У2

4 – Открытая зубчатая передача

m = 14; z_1/z_2 = 51/17; i = 3

5 – Полумуфта зубчатая МЗП 10000 (МЗП-6)

6 – Полумуфта пальцевая ∅200

7 – Подшипник 3626 ГОСТ 5721-75

Рисунок 5.1 – Кінематична схема механізму пересування крана

Таблиця 5.1 Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Вага крана, тс	$G_{кр}$	550
Вага металоконструкції крана і стріл, тс	$G_{мет}$	300
Вага візка, тс	$G_{тел}$	120
Вага механізму пересування крана, тс	$G_{пер}$	28
Вага балансира, тс	$G_{бал}$	3,5
Вага іншого обладнання крана, тс	$G_{ост}$	102
Вага вантажу, тс	$G_{гр}$	84,4
Зусилля підриву затвора при підйомі, тс	$P_{под}$	600
Швидкість пересування крана , м/хв	V	18,72
Кількість ходових коліс	n	16
Кількість приводних коліс	$n_{пр}$	4
Тип привода		роздільний

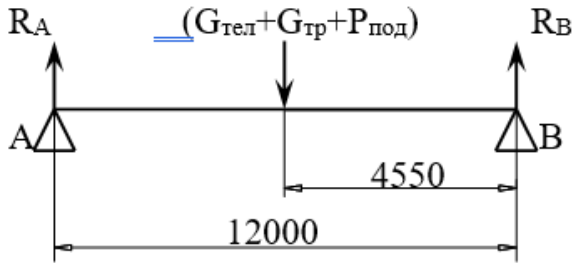


Рисунок 5.2 Реакції опор крана при підриві секції затвору

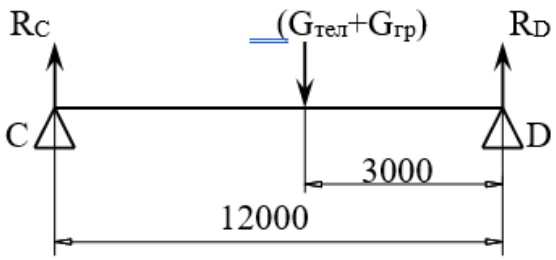


Рисунок 5.3 Реакції опор крана при крайньому наближенні візка з вантажем

5.1 Розрахунок навантажень на підкрановий рельс

Тиск від ваги металоконструкції крана, стріл і механізму пересування з однієї сторони , тс

$$\mathrm{P}_1 = \frac{G_{\text{мет}} + G_{\text{пер}}}{2} = 164 \quad (5.1)$$

Тиск від ваги крана без візка з найбільш навантаженої сторони крана

$$\mathrm{P}_2 = \mathrm{P}_1 + G_{\text{інш}} = 266 \quad (5.2)$$

Реакції опор при підриві затвору, тс

$$R_A = 278;\ R_B = 454 \quad (5.3)$$

Максимальний тиск ходового колеса на підкрановий рельс, тс

$$\mathrm{P}_{\mathrm{MAX}} = \frac{2\mathrm{P}_\Sigma}{n} = 90 > [\mathrm{P}_{\mathrm{MAX}}] = 81.8 \quad (5.4)$$

Прийняті ковані колеса діаметром, см

$$D_K = 71$$

Тип підкранового рельса – КР120

5.2 Вибір електродвигуна

Кількість приводів пересування

$$z = 4$$

Коефіцієнт корисної дії механізму пересування

$$\eta_o = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 = 0{,}87 \quad (5.5)$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт

$$N = 10{,}5$$

Встановлено електродвигун МТН311-6 У1 з номінальною потужністю, кВт

$$N_{\text{Н}} = 11$$

Частота обертання вала електродвигуна, об/хв

$$n_H = 940$$

Номінальний момент електродвигуна, кгсм

$$\text{M}_{\text{Н}} = 11{,}4$$

5.3 Вибір механічної передачі механізму пересування візка

Необхідне передаточне число механізма

$$\text{i}_{\text{н}} = 112$$

Встановлено редуктор КЦ2-200Н-45-42 У1

Передаточне число редуктора

$$\text{i}_1 = 45$$

Передаточне число відкритої передачі

$$\text{i}_2 = 3$$

Загальне передаточне відношення механізму

$$\text{i}_{\text{з}} = 135$$

Фактична швидкість пересування візка, м/хв

$$V_{\text{ф}} = 15{,}54$$

5.4 Вибір муфти

На валу електродвигуна конструктивно встановлена втулково-пальцева півмуфта $\emptyset 200$ з допустимим крутним моментом, Нм

$$[\text{M}]_{\text{M1}} = 230$$

Коефіцієнт запасу міцності півмуфти

$$К_{М1} = 2 > К$$

На тихохідному валу редуктора встановлено зубчату півмуфту МЗП-10000 з допустимим крутним моментом, Нм

$$[М]_{М2} = 10000$$

Коефіцієнт запасу міцності півмуфти

$$К_{М2} = 2 > К$$

5.5 Вибір гальма

Гальмівний момент механізму пересування візка, що працює на відкритому повітрі, Нм

$$М_Т = 130$$

Встановлено гальмо ТКГ-200М У2

Максимальний гальмівний момент, Нм

$$[М]_Т = 300$$

5.6 Перевірка протиугінних захватів на утримання

На крані встановлено два напівавтоматичних протиугінних захвата з зусиллям утримання, тс

$$Р_{утр} = 11$$

Статичний опір пересуванню крана без вантажу при дії вітру неробочого стану крана, тс

$$W_{Вкр}` = 16.76$$

$$2 \times Р_{утр} > W_{Вкр}` \qquad (5.6)$$

Перелік посилань

1. Підйомно-транспортні машини: підручник / за ред. проф. О. В. Григорова. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. 360 с.

2. Волянюк В. О., Сухомлин О. П. Підйомно-транспортні машини та системи: навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2021. 356 с.

3. Любін М. В., Токарчук О. А., Єленіч М. П. Розрахунки підіймальних механізмів та машин: навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2013. 208 с.

4. Багєєв В. В., Горобець В. Г. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин: навчальний посібник. Київ: КНУБА, 2015. 216 с.

5. Панасенко О. І., Кириченко В. М. Проєктування та розрахунок елементів підйомно-транспортних і будівельних машин: навчальний посібник. Дніпро: УДУНТ, 2021. 195 с.

6. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини: підручник. Старобільськ: вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. 277 с.

7. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 7-е вид., стер. Київ: Ліра-К, 2019. 560 с.

8. Дубенець В.Г., Савченко О.В. Практикум з обчислювальної механіки. Ч.1 – Робота у системі WinMachine. – Чернігів: ЧДТУ, 2005. 83 с.

9. Мартовицький Л.М., Федерякін І.О., Глушко В.І. Методичні вказівки до дип-ломного проектування для студентів усіх форм навчання за напрямом 6.050503 «Машинобудування» спеціальності 7.05050308 «Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини і обладнання». / Укл. Л.М. Мартовицький, І.О. Федерякін, В.І. Глушко. – Запоріжжя: 2011. 280 с. 99

10. ДСТУ EN 13001-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Конструкція загального призначення. Частина 1. Загальні положення та вимоги. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019

11. Зіборов К. А., Павленко І. В. та ін. Вантажопідйомні машини та механізми: навчальний посібник. Дніпро: Національний гірничий університет, 2016. 210 с.

12. Мельник В. М. Основи розрахунку та конструювання підйомно-транспортних машин. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 180 с.

13. ДСТУ ISO 4301-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Класифікація. Частина 1. Загальні положення. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

14. Шпак З. Я. Системи автоматизованого проектування в машинобудуванні. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015. 240 с.

15. G. G. Shen et al. Design and Optimization of Crane Metal Structures. Automation in Construction, 2017. Vol. 74. P. 45–52