

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: Дослідження нових і модернізація існуючих машин для механізації
підйомно-транспортних і дорожніх робіт.

Виконав: студент VI курсу, групи М-313м
спеціальності (напряму підготовки)

133 Галузеве машинобудування

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Ковальовський І.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Клименко А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Тютюншев О.С.

(прізвище та ініціали)

м.Запоріжжя
2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(код і назва)

Напрямок підготовки _____

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Мартовицький Л.М.

"14" "12" 2018 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Ковальовському Ігорю Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження нових і модернізація існуючих машин для механізації підйомно-транспортних і дорожніх робіт.

керівник проекту (роботи) ст. викл. Клименко А.В.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «07» листопада 2018 р № 334

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.12.2018р.

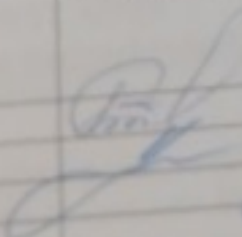
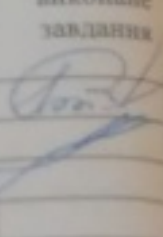
3. Вихідні дані до проекту (роботи) Дорожньо-будівельний гусеничний навантажувач Q = 800 кг.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Будова і принцип роботи сучасних екскаваторів. 2. Дослідження механізму підйому, повороту, опорно – поворотного пристрою та механізму зміни вильоту стріли. 3. Теоретичні дослідження міцності та витривалості металоконструкції стріли, розрахунок шарнірних сполучень. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. ВИСНОВОК. СПИСОК ПОСИЛАНЬ.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Лист 1 – Будова гусеничного екскаватора, Лист 2 – Схема стріли та її перетини.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконання завдання
1 - 3	Клименко А.В.		
4	Нестеров О.В.		

7. Дата видачі завдання 03.10.2018р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ к/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Сроки виконання етапів проекту (роботи)	Прийняв
1.	Видача завдання до магістерської роботи	03.09.18	03.09.18
2.	Розробка робочого плану магістерської роботи за узгодженням з науковим керівником	24.09.18 – 28.09.18	24.09.18 – 28.09.18
3.	Написання I, II, III розділу та представлення його на кафедрі в друкованому вигляді	01.10.18 – 30.11.18	01.10.18 – 30.11.18
4.	Написання IV розділу та представлення його на кафедрі в друкованому вигляді	03.12.18 – 07.12.18	03.12.18 – 07.12.18
5.	Подання роботи на кафедрі в остаточному чистовому оформленні	10.12.2018	10.12.2018
6.	Захист магістерської роботи перед ДЗК	19.12.18	

Студент

Керівник проекту (роботи)




Ковальовський І.В.

(прізвище та ініціали)

Клименко А.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота "Дослідження нових і модернізація існуючих машин для механізації підйомно-транспортних і дорожніх машин». Проект вмістить 79с., 14рис., 19табл., 23 джерела.

Об'єктом дослідження є гусеничний екскаватор (машина), яка експлуатується на відкритому повітрі з вантажзахоплюючим органом гак. Предметом дослідження є механізм підйому, механізм повороту, опорно-поворотній пристрій та механізм вильоту стріли.

Мета роботи –дослідження можливості збільшення вантажопідйомності машини з 0,8т до 1т зі зміною вантажозахоплюючого органу на ковш, що дозволить збільшити можливість експлуатування машини.

Методи дослідження: розрахунково-аналітичний, з використанням програмних продуктів MatLab, Word, Excel, КОМПАС.

Основні положення роботи. Проведено розрахунки механізму підйому, механізму повороту, опорно-поворотного пристрою та механізму вильоту стріли. Також зроблені теоретичні дослідження міцності та витривалості металоконструкції стріли та розрахунок шарнірних спряжень.

Значимість роботи і висновки. Модернізований гусеничний екскаватор дозволяє підвищити вантажопідйомність на 10% та розширити можливості роботи нової машини. Зроблені розрахунки показали, що більшість деталей та вузлів машини не потребують заміни або підсилення при збільшенні вантажопідйомності екскаватору.

Ключові слова: ГУСЕНИЧНИЙ КРАН, ЗБІЛЬШЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ, ПЕРЕРНИЙ РОЗРАХУНОК, НАВАНТАЖЕННЯ, ОПОРНО-ПОВОРОТНИЙ ПРИСТРІЙ, ШАРНІР, СПРЯЖЕННЯ, ГАК, КОВШ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 БУДОВА І ПРИНЦИП РОБОТИ СУЧАСНИХ ЕКСКАВАТОРІВ.....	7
2 ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ, ПОВОРОТУ, ОПОРНО – ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ ТА МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТРІЛИ.....	11
2.1 Механізм підйому вантажу	12
2.2 Механізм повороту.....	16
2.3 Перевірний розрахунок опорно – поворотного пристрою.....	22
2.4 Механізм зміни вильоту стріли.....	32
3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ВИТРИВАЛОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ СТІЛИ, РОЗРАХУНОК ШАРНІРНИХ СПОЛУЧЕНЬ.....	35
3.1 Перевірний розрахунок металоконструкції стріли на міцність.....	35
3.2 Перевірний розрахунок стріли на витривалість.....	46
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ....	49
4.1 Аналіз потенційних небезпек	49
4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	50
4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	55
4.4 Заходи з пожежної безпеки.....	63
4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуації.....	67
ВИСНОВОК	75
СПИСОК ПОСИЛАНЬ	77

ВСТУП

Проведення масштабних землерийних робіт і навантаження сипучих матеріалів у великих обсягах здійснюється за допомогою спеціалізованих машин - екскаваторів. Даний вид техніки обладнується ковшем, що приводиться в дію за допомогою системи важелів. Землерийні машини дозволяють механізувати багато видів робіт, пов'язаних з виїмкою ґрунту і його навантаженням в кузов автотранспорту або залізничні вагони.

Метою магістерської роботи є дослідження нових і модернізація існуючих машин для механізації підйомно-транспортних і дорожніх машин, а саме збільшення вантажопідйомності на 10% та заміна вантажзахоплюючого органу на ковш, в'язку зі збільшення можливості роботи.

1 БУДОВА І ПРИНЦИП РОБОТИ СУЧАСНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Як влаштований гусеничний екскаватор?



Рисунок 1.1 – Гусеничний екскаватор

Пристрій гусеничного екскаватора можна назвати досить простим: його конструкція гранично економічна і дозволяє вирішувати різноманітні завдання з мінімальними витратами на обслуговування техніки і навчання персоналу. Такі машини використовуються в різних галузях промисловості. Гусеничні екскаватори працюють на лісозаготівлях, в сільському господарстві, в добувній сфері та в комунальному господарстві, активно застосовуються в дорожньому будівництві і при проведенні аварійно-рятувальних дій, в процесі зносу старих будівель. Сьогодні екскаватори можна віднести до числа найбільш затребуваних машин в світі. Висока популярність пояснюється просто: ними легко керувати, вони мають високі показники потужності, комплектуються економічними силовими установками, забезпечують прекрасну оглядовість для оператора, мають комфортну панель управління і високі параметри продуктивності. Технічні характеристики гусеничних екскаваторів дозволяють застосовувати їх в найскладніших умовах, в екстремальному кліматі, на місцевості з різним рельєфом. Управління гусеничним екскаватором освоїти досить легко. Сучасні моделі

таких машин мають всі можливості, щоб оператор міг без особливих зусиль і довгої підготовки виконувати різні види робіт.

Конструкція гусеничного екскаватора? Як влаштований гусеничний екскаватор?

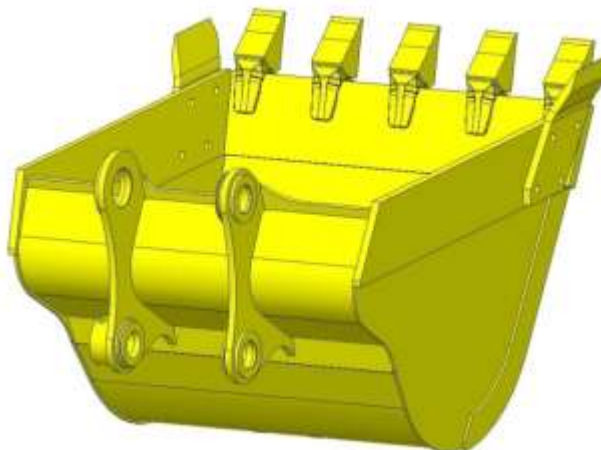


Рисунок 1.2 – Конструкція ковша

Конструкція складається з візка, обладнаного ходової рамою, виконаної зі сталі високої міцності. Рама є основою, на якій розміщуються особливі гусеничні траки, що складаються з послідовно з'єднаних між собою ланок. Може застосовуватися стандартний тип стрічки або ж зі збільшеними по ширині і довжині параметрами. Ширші стрічки підвищують прохідність і стійкість машини. Для натягу гусеничної стрічки і роботи приводних ланцюгів використовуються привід механічний або ж гідравлічні циліндри. Характеристики екскаватора гусеничного включають тип двигуна: він може бути або дизельним, або електричним. Гідравлічна система забезпечує можливість розвороту платформи в процесі роботи-екскавації. Гідравлічні моделі почали виробляти в середині 1950 років. У 1954 році в Німеччині був розроблений перший екземпляр полноповоротного гідравлічного екскаватора. А в 1980-х цей тип набув найбільшого поширення.

Поворотна платформа.

Зверху на візку монтується поворотна платформа. На ній поміщаються ковш, двигун, кабіна водія, вузли приводної системи і противагу. По відношенню один до одного ці складові у різних виробників можуть розташовуватися по-різному. Платформа може повертатися за допомогою планетарних редукторів. Сучасна тенденція у виробництві гусеничних машин - режим двох швидкостей. На нижчу перемикання передбачається автоматичне - в разі, коли тягове навантаження приводу збільшується. Машина може комплектуватися ще й додатковими видами обладнання: щелепами грейферними, гідромолота, змінними зубами, ковшами більшого обсягу і іншими. Від цього залежить, які роботи зможе виконувати гусеничний екскаватор, характеристики, ціна і розмір техніки. Вага гусеничного екскаватора варіюється в залежності від моделі.

Класи екскаваторів



Рисунок 1.3 – Загальний вид гусеничного екскаватора

Залежно від того, скільки ковшів входить в комплектацію, гусеничні екскаватори діляться на класи. Машини з одним ковшом (одноковшеві з дизельним двигуном) використовуються в будь-яких типах робіт, де потрібно вантажити матеріал або копати ґрунт. Друге їх назва - техніка проміжного дії: ґрунт витягується і переміщається в кілька етапів. Екскаватори гусеничні з двома або більшою кількістю ковшів називаються багатоковшевіми. Найчастіше їх можна зустріти в котлованах. Ці машини здатні виконувати

відразу не одну операцію: вони одночасно копають ґрунт і тут же роблять його витяг. Тому називаються екскаваторами постійної дії. Ковші можуть мати різну форму, що має значення при виборі техніки для проведення різних видів робіт. Наприклад, екскаватор з прямою лопатою може при заборі породи розгортати ківш. Це знижує цикл копання і покращує показник заповнюваності ковша. Ковші екскаваторів будівельного типу відрізняються тим, що мають зварні подвійні стінки, які нерідко посилені накладками в формі напівтруби з зовнішньої сторони ковша. Всі ці особливості можна побачити на фото. Гусеничний екскаватор з таким типом ковша відрізняється підвищеною надійністю. Важливе значення відводиться кутку, під яким загострені зуби або ріжуча кромка екскаватора. Чим він менше, тим краще ґрунт відбудеться від масиву. Оптимальним варіантом вважаються кути в 25-27 градусів для ґрунтів легкого типу, і в 32-35 градусів - для важких ґрунтів. Сьогодні особливо популярні зварні без зубів, ріжуча кромка яких закруглена. Від форми і якості ковша безпосередньо залежить продуктивність гусеничного екскаватора.

Мінімум ремонту.

Якщо поставити перед собою завдання відшукати обладнання максимально просте у використанні і ремонті, то в отриманий список обов'язково увійде гусеничний екскаватор. Характеристики цієї техніки, закладені в процесі її виробництва, забезпечують мінімальну потребу в обслуговуванні і ремонтних роботах. Прості машин практично рівні нулю, що сприятливо відбивається на такій характеристиці, як продуктивність гусеничного екскаватора. Ціна на моделі різних виробників і потужності може відрізнятися в рази. Сьогоднішній ринок пропонує безліч варіантів. Виробників такої техніки в світі досить багато. Компанії постійно працюють над вдосконаленням свого обладнання, покращуючи керованість і підвищуючи продуктивність гусеничного екскаватора.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ, ПОВОРОТУ, ОПОРНО – ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ ТА МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ

Теоретичні дослідження міцності та довговічності механізму підйому вантажу, механізму повороту, опорно – поворотного пристрою і механізму зміни вильоту стріли гусеничного навантажувача, який працює в середньому режимі роботи.

Таблиця 2.1 - Вихідні данні машини

Найменування	Позначення	Величина
Вантажопідйомність, т	Q	0,80
Виліт, м	R	3,96
Швидкість підйому, м/с	$v_{\text{ван}}$	0,153
Частота обертів стріли, хв^{-1}	$n_{\text{кр}}$	2,9
Маса стріли, кг	$G_{\text{стр}}$	350
Маса механізму підйому вантажу, кг	$G_{\text{п}}$	80
Маса ОПУ, кг	$G_{\text{опу}}$	195

Таблиця 2.2 – Основні параметри передач

Найменування	Позначення	Величина
Черв'ячна передача		
Модуль осьовий, мм	m	6,3
Число заходів черв'яка	Z_1	1
Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	12

Коефіцієнт зміщення черв'яка	x	1
Ділильний діаметр черв'яка, мм	d_1	75,6
Начальний діаметр черв'яка, мм	d_{w1}	88,2
Число зубців колеса	Z_2	24
Ділильний діаметр колеса, мм	d_2	151,2
Міжосьова відстань, мм	a_{w1}	120
Передаточне число	U_1	24
Зубчаста передача		
Міжосьова відстань, мм	a_{w2}	315
Число зубців шестерні	Z_3	14
Число зубців колеса	Z_4	142
Модуль нормальний, мм	m	4
Передаточне число	U_2	10,1
Ширина зубчастого вінця, мм		
шестерні	b_{w3}	38
колеса	b_{w4}	32

2.1 Механізм підйому вантажу

Підвіска механізму підйому вантажу

Основні елементи підвіски – стальний канат, гак, блок, поперечина, вісь блоку, підшипники блоку і гаку. Всі перелічені елементи підвіски мають необхідний запас міцності але для збільшення можливості експлуатації, в

даній машині переобладнаємо гак на ковш і збільшимо вантажопідйомність до 1т.

Привод механізму підйому вантажу складається з гідромотору НПА 64, черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка $a_{w1} = 120\text{мм}$, $U_1 = 24$.

Обертовий момент від вихідного валу передається безпосередньо на барабан.

Статичний момент на барабані від маси піднімаємого вантажу:

$$T_{\text{ван}} = \frac{10^4 * Q * D_6}{4 * \eta_6 * \eta_{\Pi}} = \frac{10^4 * 1 * 0,2}{4 * 0,98 * 0,98} = 520,62 \text{ Нм}$$

де $\eta_6 = \eta_{\Pi} = 0,98$ – ККД барабану та поліспасти.

Необхідна потужність двигуна приводу механізму підйому при сталому русі:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10 * Q * v_{\text{ван}}}{\eta_0} = \frac{10 * 1 * 0,153}{0,68} = 2,25 \text{ кВт}$$

де η_0 – ККД механізму підйому

$$\eta_0 = \eta_p * \eta_6 * \eta_{\Pi} = 0,71 * 0,98 * 0,98 = 0,68$$

Гідромотор НПА – 64 при живленні від насосу НШ – 46 при частоті оберту вала насосу $n_n = 1450 \text{хв}^{-1}$ і тиску робочої рідини $P = 7,5 \text{ МПа}$ розвивається потужність $P_{\text{дв}} = 4,1 \text{ кВт}$, обертовий момент на вихідному валу $T_{\text{дв}} = 63 \text{ Нм}$ при кутовій швидкості валу $n_{\text{дв}} = 701 \text{хв}^{-1}$.

Прийняв момент інерції гідромотору, муфти та інших обертових частин механізмів підйому $J_p = 0,12 \text{ кгм}^2$ і обчисливши момент інерції маси піднімаємого вантажу

$$J_{\text{ван}} = \frac{m * R_6^2}{U_p^2 * U_{\Pi}^2 * \eta_0} = \frac{10^3 * 1 * 0,1^2}{24^2 * 2^2 * 0,68} = 0,006 \text{ кгм}^2$$

Знайдемо приведенний момент інерції обертових і поступових рухомих мас

$$J_{\text{пр}} = J_p + J_{\text{ван}} = 0,126 \text{ кгм}^2$$

Статичний момент від маси вантажу, який приведений до валу двигуна:

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{ван}}}{U_p * \eta_0} = \frac{520,62}{24 * 0,68} = 31,9 \text{ Нм}$$

Час пуску механізму підйому:

$$t_{\text{п}} = \frac{J_{\text{пр}} * \omega_1}{T_{\text{дв}} - T_{\text{ст}}} = \frac{0,126 * 73,37}{63 - 31,9} = 0,3 \text{ с}$$

З метою зменшення інерційних навантажень при пуску механізму підйому доцільно пуск механізму здійснювати на середніх обертах двигуна машини.

Перевірний розрахунок черв'ячного редуктора на опір контактної втоми поверхні зубців

Контактні напруження на поверхні зубців

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{5400}{d_2} \sqrt{\frac{8}{d_{w1}} * T_{\text{ван}} * K_H} = \frac{5400}{151,2} \sqrt{\frac{8}{88,2} * 520,62 * 1,0} = 245,4 \text{ МПа}$$

Допускні контактні напруження для колеса з бронзи АЖ 9 – 4 при твердості черв'яка HRC > 45

$$[\sigma_{\text{н}}] = 300 - 25 * v_{\text{ковз}} = 300 - 25 * 2,78 = 230,4 \text{ МПа}$$

де $v_{\text{ковз}}$ – швидкість ковзання

$$v_{\text{ковз}} = \frac{m * n_{\text{дв}}}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{6,3 * 701}{19100} \sqrt{1 + 12^2} = 2,78 \text{ м/с}$$

Перенапруження $\frac{\sigma_{\text{н}} - [\sigma_{\text{н}}]}{\sigma_{\text{н}}} * 100 = 6,1\%$ при експлуатації машини в середньому режимі не перевищує допустиме.

Максимальне контактне напруження

$$\sigma_{\text{HM}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2\text{max}}}{T_2}} = 245,4 \sqrt{\frac{1073,5}{520,62}} = 352,4 \text{ МПа}$$

де $T_{2\text{max}}$ – максимальний обертовий момент на колесі

$$T_{2\text{max}} = T_{\text{дв}} * U_p * \eta_p = 63 * 24 * 0,71 = 1073,54 \text{ Нм}$$

Допускне контактне напруження при дії одиничних або короткочасних максимальних навантажень

$$[\sigma_{\text{HM}}] = 2 * \sigma_T = 2 * 200 = 100 \text{ МПа}$$

де $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ – межа текучості бронзи АЖ 9-4 при виливки в землю

Порівнюємо максимальні контактні напруження з допустимими і робимо висновок, що пластична деформація зуба колеса в області контакту виключена.

Перевірочний розрахунок зубців черв'ячного колеса на опір згинальної втоми.

Напруження згину в зубці колеса

$$\begin{aligned} \sigma_{FH} &= 1,55 * 10^3 \frac{T_2 * K_F}{m^3 * q * z_2} Y_{FH} * \cos \beta = \\ &= 1,55 * 10^3 \frac{520,62 * 1}{63^3 * 12 * 24} 1,88 * 0,99746 = 21 \text{ МПа} \end{aligned}$$

де $Y_{FH} = 1,88$ – коефіцієнт форми зуба;

$$\cos \beta = \cos \left(\arctg \frac{z_1}{g+2\alpha} \right) = \cos \left(\arctg \frac{1}{12+2} \right) = 0,99746$$

Допускні напруження згину для зубців колеса з Бр АЖ 9-4, виливка в землю $[\sigma_{FH}] = 82 \text{ МПа}$.

Максимальні напруження згину в зубцях колеса при дії короткочасних максимальних навантажень

$$\sigma_{FM} = \sigma_{FH} \frac{T_{2\text{max}}}{T_2} = 21 \frac{1073,5}{520,62} = 43,33 \text{ МПа}$$

Допускні напруження згину при дії короткочасних максимальних навантажень

$$[\sigma_{FH}] = 0,8 * \sigma_T = 0,8 * 200 = 160 \text{ МПа}$$

2.2 Механізм повороту

Статичний момент опору повороту

$$T'_{ст} = \frac{M}{2} (4,5\mu + F_a d_g + 2,5F_r d_g \operatorname{tg} \alpha_0)$$

де $\mu = 0,005$ – приведений коефіцієнт тертя;

M – вантажний момент, з урахуванням моменту від ваги стріли;

$$M = g \left(Q + \frac{G_{стр}}{2} \right) R = 9,81(1000 + 175) * 3,96 = 45645 \text{ Нм}$$

F_a – осьове навантаження на опорно-поворотний пристрій;

$$F_a = g(Q + G_{стр} + G_{п} + G_{пу}) = 9,81 * (1000 + 350 + 80 + 195) = 15941 \text{ Н}$$

$d_g = 428 \text{ мм}$ – діаметр доріжки кочення;

F_r – радіальне навантаження на ОПП.

В першому приближенні за величину радіального навантаження можливо прийняти силу нормального тиску зубця на зуб, яка виникає в зачепленні відкритої передачі, та обчислена по статичному моменту опору повороту $T''_{ст}$ при дії моменту M і осьового навантаження F_ω .

$$T''_{ст} = \frac{0,005}{2} (4,5 * 45645 + 15941 * 0,428) = 530,6 \text{ Нм}$$

Сила нормального тиску зубця на зуб

$$F_{n1} = \frac{2 * T''_{ст} * 10^3}{d_4 * \cos \beta * \cos \alpha} = \frac{2 * 530,6 * 10^3}{568 * 0,99 * 0,94} = 2026 \text{ Н}$$

При роботі машини на похилих ділянках при куті нахилу $\alpha_1 \leq 7^\circ$ на ОПП в радіальному напрямленні діють складові від сили ваги вантажу, стріли і поворотного пристрою

$$F_r' = (Q + G_{\text{стр}} + G_{\Pi} + G_{\text{пу}}) g * \sin \alpha_1 =$$

$$= (1000 + 350 + 80 + 195) * 9.81 * 0.12187 = 1942.76 \text{ Н}$$

Таким чином, в першому приближенні величина радіального навантаження на ОПП представляю собою суму

$$F_{r1} = F_{n1} + F_r' = 2026 + 1942.76 = 3968.8 \text{ Н}$$

Статичний момент опору повороту з урахуванням дії радіального навантаження

$$T'_{\text{ст1}} = \frac{0,005}{2} (4,5 * 45645 + 15941 * 0,428 + 2,5 * 3969 * 0,428 * 11,43) =$$

$$= 651,9 \text{ Нм}$$

Друге приближення величини радіального навантаження на ОПП дає

$$T'_{\text{ст2}} = \frac{0,005}{2} (4,5 * 45645 + 15941 * 0,428 + 2,5 * 4434,8 * 0,428 * 11,43) =$$

$$= 666,16 \text{ Нм}$$

Оскільки різниця між другим та першим приближенням складає ~2%, то отримані результати нас задовольняють.

Статичний момент опору, який приведений до валу гідродвигуна

$$T_{\text{ст}} = \frac{T'_{\text{ст2}}}{U_p * \eta_0 * U_{\Pi}} = \frac{666,16}{24 * 10,1 * 0,71 * 0,92} = 4,21 \text{ Нм}$$

Статичний момент опору повороту, приведений до вихідного валу черв'ячного редуктора

$$T_{\text{ст1}} = \frac{T'_{\text{ст2}}}{\eta_0 * U_{\Pi}} = \frac{666,16}{0,92 * 10,1} = 71,69 \text{ Нм}$$

Момент сил інерції поворотної частини крана і вантажу

$$T'_U = 10^2 (GC^2 + QR^2) \frac{n_{\text{кр}}}{t_{\Pi}}$$

де $C = 1 \text{ м}$ – відстань від осі повороту до центру тяжіння поворотної частини крана;

$G = 625 \text{ кг}$ – маса стріли, механізму підйому і поворотної частини ОПП;

$n_{кр}$ – частота оберту крана;

$$n_{кр} = \frac{n_{дв}}{U_p * U_{п}} = \frac{701}{24 * 10,1} = 2,89 \text{ хв}^{-1}$$

$n_{дв} = 701 \text{ хв}^{-1}$ - частота оберту вала гідромотору АПН 64 при живленні від насосу НШ-46;

$t_{п}$ – час пуску механізму повороту, який обчислений за умовами обмеженого прискорення кінця стріли $[a_{стр}] = 1 \text{ м/с}^2$

$$t_{п} = \frac{\omega_{кр} * R}{[a_{стр}]} = \frac{\pi * n_{кр} * R}{30 * [a_{стр}]} = \frac{3,14 * 2,89 * 3,96}{30 * 1} = 1,2 \text{ с}$$

Момент сил інерції поворотної частини крана і вантажу

$$T'_U = 10^2 (0,625 * 1 + 1 * 3,96^2) \frac{2,89}{1,2} = 3927 \text{ Нм}$$

Необхідна потужність гідромотору привода механізму повороту

$$P_{дв} = \frac{(T'_{ст} + 1,1 T'_U) \omega_{кр}}{\eta_0 * \psi} * 10^{-3} = \frac{(666,16 + 1,1 * 3927) * 0,3}{0,653 * 1} * 10^{-3} = 2,29 \text{ кВт}$$

Таким чином, встановлений в привод механізму повороту гідромотор НПА-64 і черв'ячний редуктор, основні дані якого наведені в табл 2.2 повністю забезпечують енергетичні потреби приводу.

Перевірний розрахунок відкритої косозубої циліндричної передачі механізму повороту.

За рекомендацією приймаємо графік навантаження механізму повороту, який працює в середньому режимі навантаження.

Величини розрахункових навантажень і час їх дії, що обчислено за нормами машинного часу для зубчастих передач середнього режиму $t_m = 7000 \text{ год}$ приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 – Розрахункові навантаження

T_{max} $= 3.5T$	T , H_M	T_1 $= 0.75T$	T_2 $= 0.5T$	T_3 $= 0.3T$	t	t_1	t_2	t_3
494	141	105	70.5	423	210	490	4200	2100

Еквівалентне число циклів навантаження зубців шестерні і колеса при розрахунку на згин

$$N_{FE3} = 60 * n_3 * \Sigma \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 * t_i = 0.639 * 10^6$$

$$N_{FE4} = 0.632 * 10^5$$

Еквівалентне число циклів навантаження зубців шестерні і колеса при розрахунку на контактну витривалість $N_{HE3} = 1,74 * 10^6$;

$$N_{HE4} = 0.1725 * 10^6.$$

Питома розрахункова окружна сила

$$W_{Ft} = \frac{2 * 10^3 * T}{d_3 * b_{w4}} * K_{F\beta} * K_{Fv} * K_{F\alpha}$$

При консольному розташуванні колес відношення $\frac{b_{w4}}{d_3} = \frac{32}{56} = 0,6$;

$K_{F\beta} = 1,4$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;

$K_{Fv} * K_{F\alpha} = 1$ – приймаємо за умовами роботи.

$$W_{Ft} = \frac{2 * 10^3 * 141}{56 * 32} * 1,4 * 1 * 1 = 157,4 \text{ Н/мм}$$

Матеріал шестерні та колеса – це вуглецева конструкційна сталь з вмістом вуглицю не менше 0,4%. Твердість шестерні $HB_1 = 350-400\text{HB}$, твердість колеса $HB_2 = 260-300\text{HB}$. З довідкових даних границя згинальної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{Fo} = 4 * 10^6$, зубців шестерні $\sigma_{Flimb3} = 630\text{МПа}$, зубців колеса $\sigma_{Flimb4} = 500\text{МПа}$. Граничне напруження, яке не визивається в зубцях шестерні або колеса крихкого

руйнуванню або пластичної деформації $\sigma_{Flim\mu 3} = 4,8 * HB_1 = 1680 \text{ МПа}$,
 $\sigma_{Flim\mu 4} = 4,8 * HB_2 = 1344 \text{ МПа}$.

Границя контактної витривалості при базовому числі циклів

$$N_{Ho} = 3,1 * 10^7,$$

$$\sigma_{Hlimb3} = 2 * HB_1 + 70 = 2 * 350 + 70 = 770 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Hlimb4} = 2 * HB_2 + 70 = 2 * 280 + 70 = 630 \text{ МПа}$$

Базове число циклів навантаження для зубців колеса

$$N_{Ho} = 2,24 * 10^7$$

Допускне напруження при розрахунку на згинальну витривалість

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} * K_{FL} * Y_R * K_{FC}$$

де $S_F = 2,25$ – коефіцієнт безпеки для шестерні та колеса;

$Y_{R3} = 1$ – для шестерні, $Y_{R4} = 0,95$ – для колеса – коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхні зубців;

$K_{FC} = 0,65$ – коефіцієнт, який враховує реверсивність прикладення навантажень;

$K_{FL3} = 1,36$ – для шестерні, $K_{FL4} = 2,0$ – для колеса – коефіцієнт довговічності.

$$[\sigma_F]_3 = \frac{630}{2,25} * 1,36 * 0,65 * 1,0 = 247,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_4 = \frac{500}{2,25} * 2,0 * 0,65 * 0,95 = 274,4 \text{ МПа}$$

Допускні напруження згину гарантують відсутність крихкого руйнуванню або пластичної деформації

$$[\sigma_{F\mu}]_3 = \frac{\sigma_{Flim\mu 3}}{S_{F\mu}} * Y_{R3} = \frac{1680}{1,75} * 1,0 = 912 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F\mu}]_4 = \frac{\sigma_{Flim\mu 4}}{S_{F\mu}} * Y_{R4} = \frac{1344}{1,75} * 0,95 = 756,7 \text{ МПа}$$

Допускні напруження для розрахунку на контактну витривалість

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} * K_{HL} * Z_R$$

де $S_H = 1,1$ – коефіцієнт безпеки;

$Z_{R3} = 1,0$ – для шестерні, $Z_{R4} = 0,95$ – для колеса – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зубців;

$K_{HL3} = 1,62$ – для шестерні, $K_{HL4} = 2,25$ – для колеса – коефіцієнт довговічності.

Допускні контактні напруження для шестерні:

$$[\sigma_H]_3 = \frac{770}{1,1} * 1,62 * 1,0 = 1134 \text{ МПа}$$

Допускні контактні напруження для колеса:

$$[\sigma_H]_4 = \frac{630}{1,1} * 2,25 * 0,95 = 1224,2 \text{ МПа}$$

Розрахункове допускане контактне напруження

$$[\sigma_H]_p = 0,5 * (1134 + 1224,2) = 1179 \text{ МПа}$$

Допускні контактні напруження, що гарантують відсутність в зоні контакту крихкого руйнування або пластичної деформації

$$[\sigma_{H\mu}] = 2,8 * \sigma_T = 2,8 * 500 = 1400 \text{ МПа}$$

Напруження згину на початку перехідної галтелі в зубцях шестерні

$$\sigma_{F3} = \frac{W_{Ft}}{m} * Y_{F3} * Y_\beta = \frac{157,4}{4} * 4,47 * 0,93 = 163,6 \text{ МПа} < [\sigma_F]_3$$

Напруження згину на початку перехідної галтелі в зубцях колеса

$$\sigma_{F4} = \frac{W_{Ft}}{m} * Y_{F4} * Y_\beta = \frac{157,4}{4} * 3,6 * 0,93 = 131,7 \text{ МПа} < [\sigma_F]_4$$

Максимальні напруження згину

$$\sigma_{F\mu3} = \sigma_{F3} \frac{T_{max}}{T} = 163,6 \frac{494}{141} = 572,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\mu4} = \sigma_{F4} \frac{T_{max}}{T} = 131,7 * 3,5 = 461 \text{ МПа}$$

Контактні напруження в полюсі зачеплення

$$\sigma_H = Z_\mu * Z_H * Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_\omega} * \frac{U \pm 1}{U}}$$

де $Z_\mu = 275$ – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалу;

$Z_H = 1,75$ - коефіцієнт, що враховує спряжених поверхонь зубців;

$Z_\varepsilon = 0,81$ - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактної лінії;

Приймаємо питому розрахункову окружну силу $W_{Ht} = W_{Ft}$

$$\sigma_H = 275 * 1,75 * 0,81 * \sqrt{\frac{157,4}{56,56} * \frac{10,1 + 1}{10,1}} = 681,7 \text{ МПа}$$

Максимальні контактні напруження при дії пускових навантажень

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T}} = 681,7 * 3,5 = 1275,34 \text{ МПа}$$

Порівнюючи фактичні напруження з допускними ми бачимо, що міцність та довговічність відкритої зубчастої передачі механізму повороту забезпечена для всіх режимів навантаження.

2.3 Перевірний розрахунок опорно – поворотного пристрою

Розрахунок опорно – поворотного пристрою, рис.2.1, зводиться до визначення найбільшого навантаження на тіло кочення, величини контактних напружень в залежності від зовнішнього навантаження і осьового зазору в ОПП.

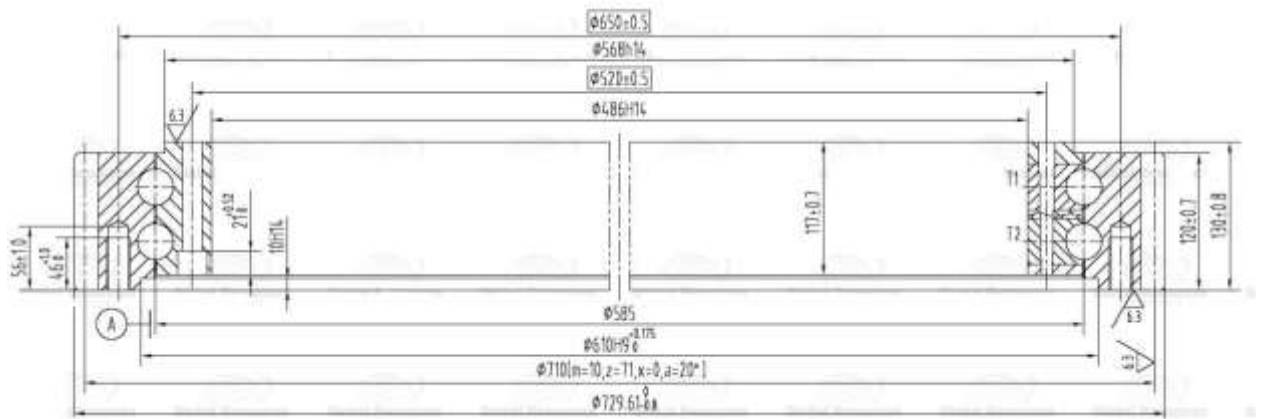


Рисунок 2.1 – Схема опорно – поворотного пристрою

Максимальне навантаження на тіло кочення в залежності від величини осьового зазору визначається за методикою по ВНИИПТМАШ. Суть методики полягає а наступному: позначивши пружне зближення двох кілець ОПІ, між якими знаходяться крайні кульки А і В (рис. 1.2) через $\eta_A = 2 * \delta_A$ і $\eta_B = 2 * \delta_B$ з рівняння

$$\delta = C_{\delta} \sqrt[3]{\left(\frac{F_0}{D_w^2}\right)^2} * D_w \quad (2.1)$$

отримаємо:

$$\eta_A = 2\delta_A = \frac{2 * C_{\delta A}}{\sqrt[3]{D_{W1}}} * \sqrt[3]{F_A^2} = K_A \sqrt[3]{F_A^2} \quad (2.2)$$

$$\eta_B = 2\delta_B = \frac{2 * C_{\delta B}}{\sqrt[3]{D_{W2}}} * \sqrt[3]{F_B^2} = K_B \sqrt[3]{F_B^2} \quad (2.3)$$

Коефіцієнти визначаються розрахунковим шляхом або за графіком на (рис.2.3,а та б) для відповідних показників кривизни

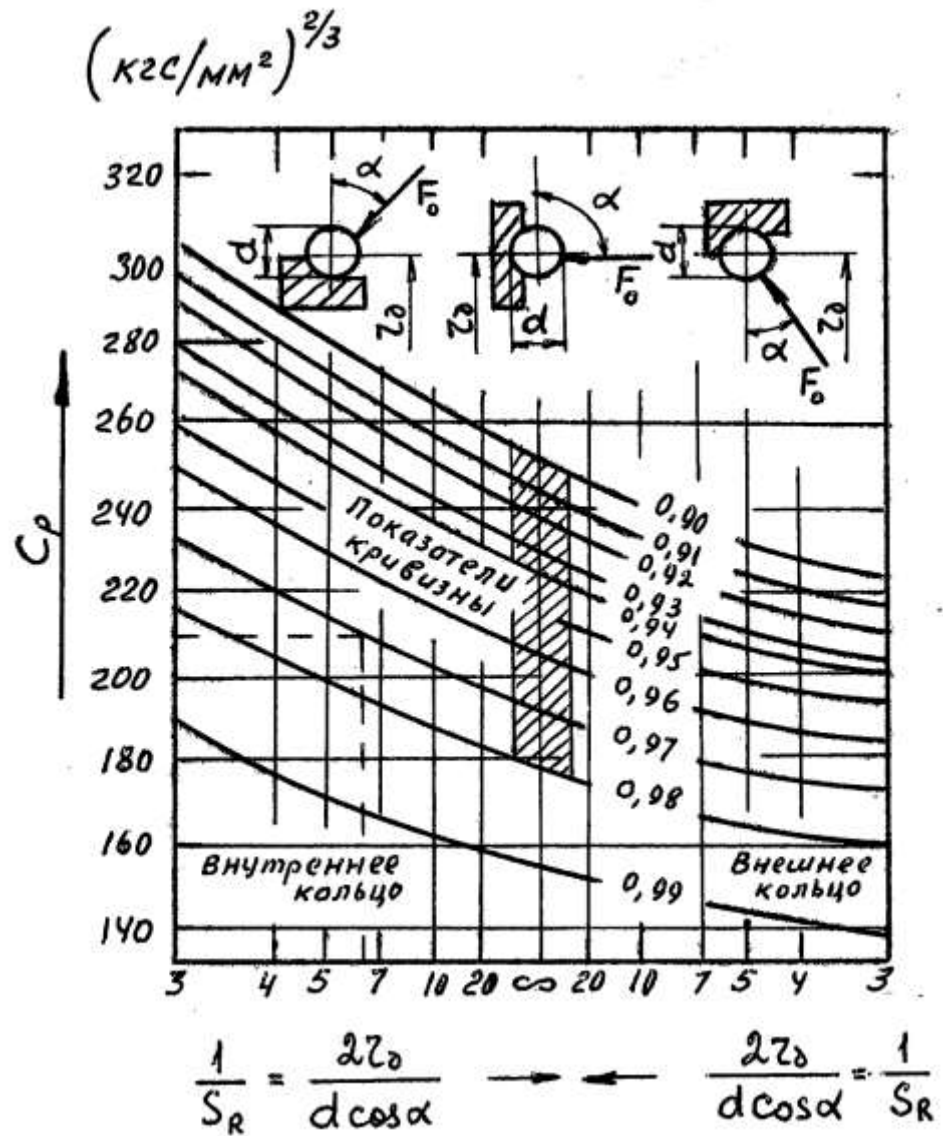


Рисунок 2.3а – Діаграма для визначення постійного контактного напруження

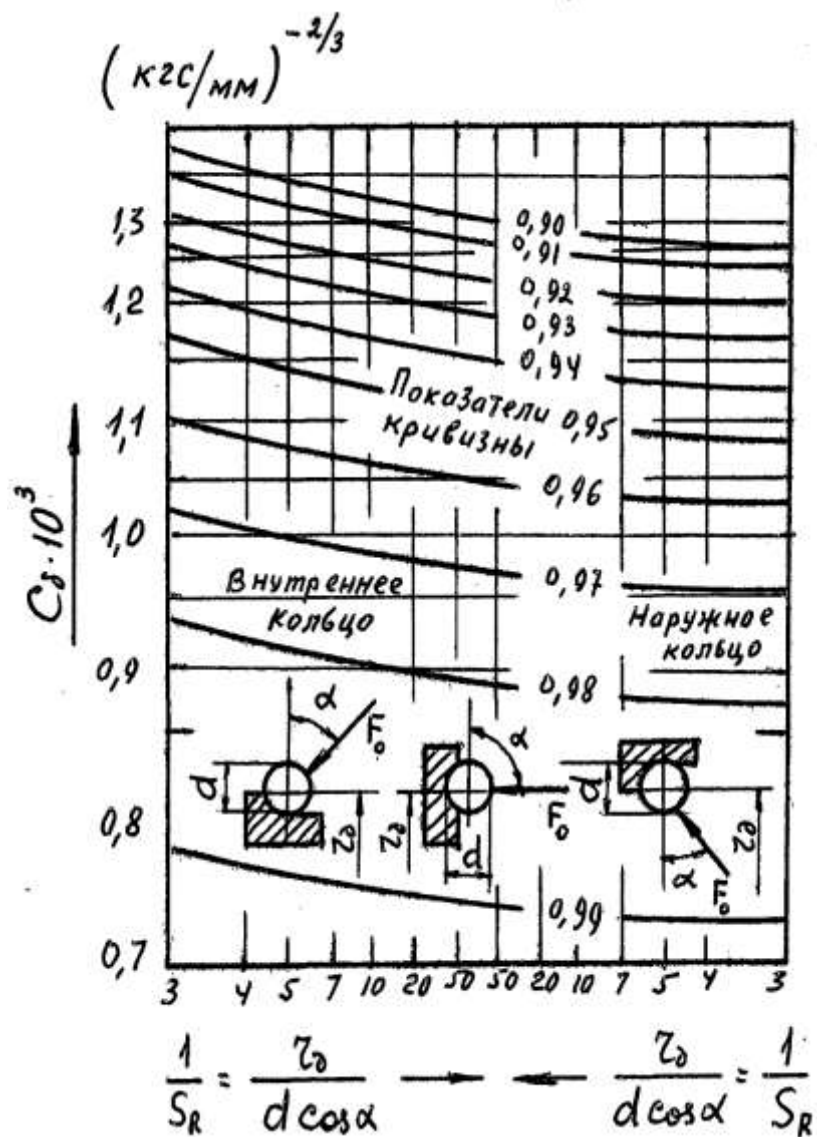


Рисунок 2.36 – Діаграма для визначення постійної пружної деформації

$$S = \frac{D_W}{2r_\sigma} \quad \text{і} \quad \frac{1}{S_R} = \frac{2r_\sigma / \cos \alpha}{D_W}$$

З рівняння 2.2 і 2.3 при відомих значеннях η_A і η_B і відношенні $\frac{2\eta_A}{S}$ і $\frac{2\eta_B}{S}$ знаходимо:

$$F_A = \left(\frac{S}{2K_A}\right)^{1.5} \left(\frac{2\eta_A}{S}\right)^{1.5} \quad (1.4)$$

$$F_B = \left(\frac{S}{2K_B}\right)^{1.5} \left(\frac{2\eta_B}{S}\right)^{1.5} \quad (1.5)$$

Відносне пружне зближення визначалося при допущенні, що середня площа середньої кульки нахиляється, але не спотворюється внаслідок вигину.

$$\frac{2\eta_A}{S} = \frac{r_g}{Y} \left(1 - \frac{Y-X}{r_g}\right); \quad \frac{2\eta_B}{S} = \frac{r_g}{Y} \left(1 - \frac{Y+X}{r_g}\right) \quad (1.6)$$

Безрозмірні деформації X/r_g і Y/r_g визначаються за графіком (рис.2.4) для безрозмірного навантаження

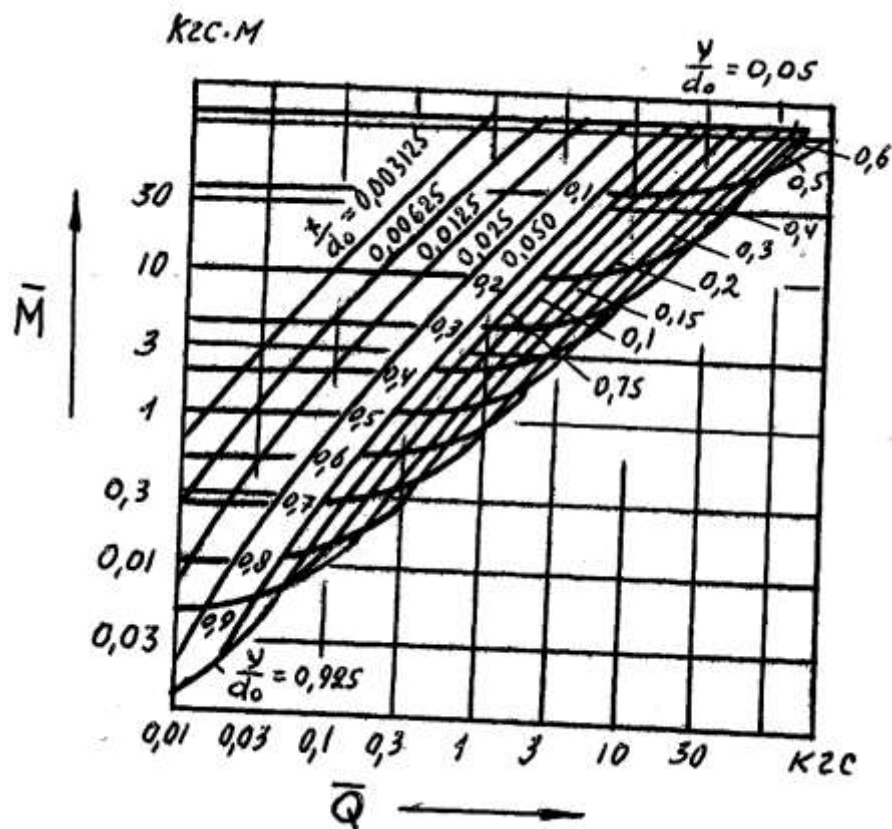


Рисунок 2.4 – Діаграма для визначення деформації кулькового ОПП

$$Q_a = \frac{F_a}{2} \Delta\varphi_1 \left(\frac{2K_a}{S} \right)^{1.5}$$

$$M = \frac{M}{2r_g} \Delta\varphi_1 \left(\frac{2K_a}{S} \right)^{1.5} \quad (1.7)$$

де $\Delta\varphi_1 = \frac{2\pi}{Z_1}$

Величини відношення $\frac{2\eta_A}{S}$ і $\frac{2\eta_B}{S}$ обчислюються за рівнянням (2.6), а найбільші навантаження на тіла кочення F_A і F_B за рівнянням (2.4) і (2.5).

Найбільше навантаження на тіло кочення при нульовому осьовому зазорі ($S = 0$) визначається за формулою, яка рекомендована ВНИИПТМАШі для розрахунку опорно – поворотного пристрою.

$$F_0 = \frac{1}{Z \sin \alpha} \left(F_a + \frac{4.5M}{d_g} + 2.5F_r \tan \alpha \right) \quad (2.8)$$

де M – зовнішній момент, який навантажений ОПП.

Таблиця 2.4 – Вихідні дані для розрахунку

Найменування величин	Позначення величин	Числові значення величин
Осьове навантаження на ОПП, кг	F_a	1450
Радіальне навантаження, кг	F_r	397
Перекидаючий момент, Нм	M	4582,5
Діаметр доріжки кочення, мм	d_g	428
Радіус доріжки кочення, мм	r_g	214
Число кульок в одному ряду	Z	58
Діаметр кульок, мм	D_W	22,245
Осьовий зазор в ОПП, мм	S	змінний
Кут між осями кульок, рад	$\Delta\varphi_1$	0,10831

Показники кривизни доріжки кочення	$S_A = \frac{D_W}{2r_\sigma}$	0,98045
	$S_R = \frac{D_W \cos \alpha}{d_g}$	0,0045
Кут тиску кульки на обойму почальний	α_0	90°
Кут тиску кульки на обойму при дії всіх навантажень	α	85°
Постійна контактних напружень	C_p	180
Постійна контактних деформацій	C_δ	$0.89 \cdot 10^{-3}$

Безрозмірні деформації X/r_g , Y/r_g , $\frac{Y-X}{r_g}$, $\frac{Y+X}{r_g}$ і максимальні навантаження на тіло кочення F_A і F_B , обчислені в залежності від величини осьового зазору S наведені в табл.2.5

Таблиця 2.5 – Величини осьового зазору S

	Осьовий зазор			
	0,45	0,3	0,15	0
X/r_g	0,011	0,0125	0,018	1,0
Y/r_g	0,7	0,66	0,52	0
$\frac{Y+X}{r_g}$	0,711	0,6725	0,538	1,0
$\frac{Y-X}{r_g}$	0,689	0,6475	0,502	-1,0

$1 - \frac{Y + X}{r_g}$	0,17343	0,20928	0,35143	2,828
F_A	1984	1422	1209	856
F_B	1778	1275	1080	831

Контактні напруження обчислюються за формулою:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_0}{D_W^2}} \quad (2.9)$$

Відносні контактні деформації знаходимо з виразу

$$\frac{\delta}{D_W} = C_\delta \sqrt{\left(\frac{F_0}{D_W^2}\right)^2} \quad (2.10)$$

Таблиця 2.6 – Результати обчислень контактних напружень і деформацій

	Осьовий зазор, мм				
	0,45	0,3	0,15	0	
				$F_r = 0H$	$F_r = 397H$
σ_H , МПа	286,13	256,07	242,56	216,21	231,08
$\frac{\delta}{D_W} * 10^3$	2,249	1,801	1,616	1,466	1,675

Згин середнього кільця ОПП викликає деякий перерозподіл навантаження по тілам кочення, причому, максимальні навантаження знижуються приблизно на 20-21%.

Проведене раніш експериментальне визначення навантажень на тіла кочення шляхом виміру напружень, які розтягуються в стяжних болтах при малих осьових зазорах і натягах в з'єднанні показало, що при переході від осьового зазору $S = 0,05\text{мм}$ к осьовому натягу $S = -0,05\text{мм}$ навантаження на стяжний болт, який розташований в площині стріли, знижується приблизно на 30-35%.

Збірка ОПП з осьовим натягом $S = -0,05\text{мм}$ при врахуванні зниження максимальних навантажень внаслідок перерозподілу навантажень по тілам кочення, викликаного згином деталей ОПП, зменшує розрахункове навантаження на більш навантажену кульку на 50-56%.

Величини контактних напружень та деформацій, які обчислені по очікуваному фактичному навантаженні на найбільш навантажену кульку приведень в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Величини контактних напружень та деформацій

Фактичне навантаження на найбільш навантажені кульки	σ_H , МПа	$\frac{\delta}{D_W} * 10^3$
428-479	171,6-178	0,923-0,9955

Допустимі контактні напруження при твердості доріжок кочення $HV = 500HV$ і відносні контактні деформації $\frac{\delta}{D_W} = 25 * 10^{-4}$ визначаються за формулою:

$$[\sigma_H] = 431 * \sqrt[3]{C_p} * \sqrt[5]{25 * 10^{-4}} * f_H \quad (2.11)$$

де $f_H = \left(\frac{HV}{750}\right)^2$ – коефіцієнт, який враховує вплив твердості на величину $[\sigma_H]$.

При твердості доріжок кочення $HV = 500 HV$ $f_H = 0,44$.

При твердості доріжок кочення $HV = 300-350 HV$ $f_H = 0,16 - 0,22$.

Допустимі контактні напруження при твердості доріжок кочення $HV = 500, 300, 350 HV$ і f_H

$$[\sigma_H]_{500} = 431 * \sqrt[3]{180} * \sqrt[5]{25 * 10^{-4}} * 0,44 = 323\text{МПа}$$

$$[\sigma_H]_{300} = 431 * \sqrt[3]{180} * \sqrt[5]{25 * 10^{-4}} * 0,16 = 117,48\text{МПа}$$

$$[\sigma_H]_{350} = 431 * \sqrt[3]{180} * \sqrt[5]{25 * 10^{-4}} * 0,22 = 161,53\text{МПа}$$

$$Ql_2 = F_c * a * \cos\beta$$

$$F_B = \frac{R_B^B}{\sin 47^\circ}$$

Зусилля в шарнірах А і В

$$R_A^r = R_B^r = F_B \cos\alpha$$

$$R_A^B = \frac{QL_2}{L_1}; \quad R_B^B = R_A^B + Q$$

Сумарна реакція в шарнірі А

$$F_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_B^r)^2}$$

Знаходимо необхідний діаметр поршня гідроциліндрів ВД і КС

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 * F_B}{\pi * [q]}} = \sqrt{\frac{4 * 4647.6}{3.14 * 75}} = 8.9 \text{ см}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 * F_c}{\pi * [q]}} = \sqrt{\frac{4 * 8737}{3.14 * 75}} = 12.18 \text{ см}$$

де $[q] = 75 \text{ кг/см}^2$ – тиск робочої рідини.

Необхідні діаметри гідроциліндрів $D_1 = 100 \text{ мм}$, $D_2 = 125 \text{ мм}$. Хід штоку $S = 431.4 \text{ мм}$.

Час спрацьовування механізму зміни вильоту при продуктивності насосу НШ 46 $[Q]_{75} = 747.9 \text{ Н}$ при $n_H = 1100 \text{ хв}^{-1}$

$$t_{\pi} = \frac{\pi * D^2 * S * 10^{-3}}{4 * [Q]_{75}} = \frac{3.14 * 10^2 * 43.14 * 10^{-3}}{4 * 747.9} = 4.24 \text{ с}$$

Висновки

На основі проведених досліджень механізмів підйому, повороту та ОПП можна зробити наступні висновки:

1. Існуючий механізм підйому має достатню міцність та довговічність при зміні вантажного пристрою та підвищення вантажопідйомності до 1000 кг.

З метою уніфікації і для серійного виробництва машини слід рекомендувати встановлення черв'ячного редуктора Ч100-25-52-1 натомість застосовуваного, дані якого наведені в табл.2.2

2. Розрахунки показують, що в приводі механізму повороту можливо встановити черв'ячний редуктор менших розмірів (редуктор Ч-80-25-52-3), що дозволить суттєво зменшити величину консолі ведучої шестерні відкритої передачі при встановленні зубчастого вінця на нижній обоймі ОПП. Подібна зміна конструкції привода суттєво покращує надійність роботи відкритої циліндричної передачі, підвищить міцність та довговічність вихідного валу редуктору та його підшипників.

3. Для забезпечення міцності та довговічності ОПП необхідна твердість доріжок кочення не нижче $HV = 350$ НВ. Слід враховувати доцільність зміни конструкції деталей ОПП в такому напрямку, яке дозволить безболісно сприймати радіальні навантаження, не порушуючи при цьому нормальні умови роботи відкритої передачі, кільцевого золотника і системи живлення гідромоторів механізмів. Крім того, зменшення кута тиску між кульками та обоймами ОПП значно знизить навантаження на тіла кочення і зубці зубчатої передачі в транспортному положенні машини.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ВИТРИВАЛОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ СТІЛИ, РОЗРАХУНОК ШАРНІРНИХ СПОЛУЧЕНЬ

3.1 Перевірний розрахунок металоконострукції стріли на міцність

Вихідними даними для розрахунку є лінійні розміри в перетинах, які наведені на рис.3.1, та в табл.3.1 і діючі навантаження в статичному і динамічному режимі.

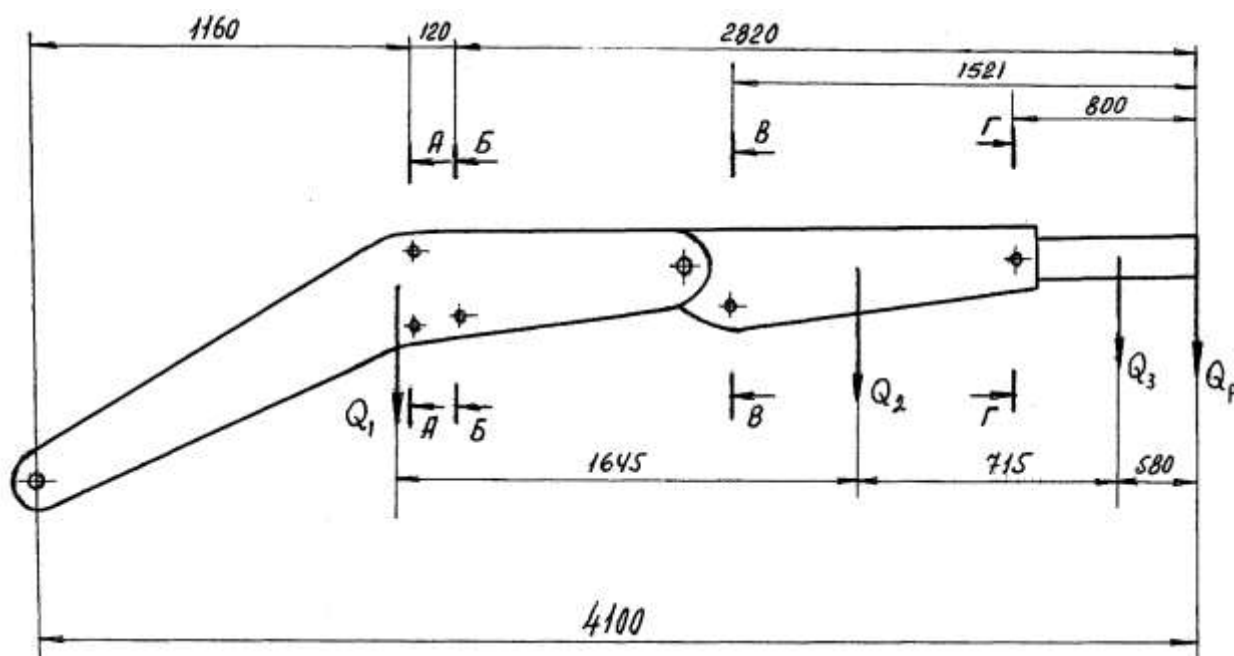


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема стріли

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку стріли на міцність

Розрахунковий перетин	Вихідні дані													
	а,мм	в,мм	h,мм	δ,мм	δ ₁ ,мм	δ ₂ ,мм	L,мм	l ₂ ,мм	l ₃ ,мм	Q ₂ ,кг	Q ₃ ,кг	h',мм	P _{шт} ,кг	d,мм
А-А, рис.3.2	316	340	342	-	$\frac{16}{12}$	$\frac{8}{6}$	2940	1545	2360	30	20	-	-	-
Б-Б, рис.3.3	300	330	328	-	12	6	2820	1525	2240	30	20	20,4	5887,5	-
В-В, рис.3.4	35	145	280	6	-	-	-	-	-	30	20	-	5887,5	140
Г-Г, рис.3.5	120	126	160	5	-	-	80	-	22	-	-	-	-	-

Перевірний розрахунок перетину А-А для товщини стінки 8 і 6 мм
(рис.3.2)

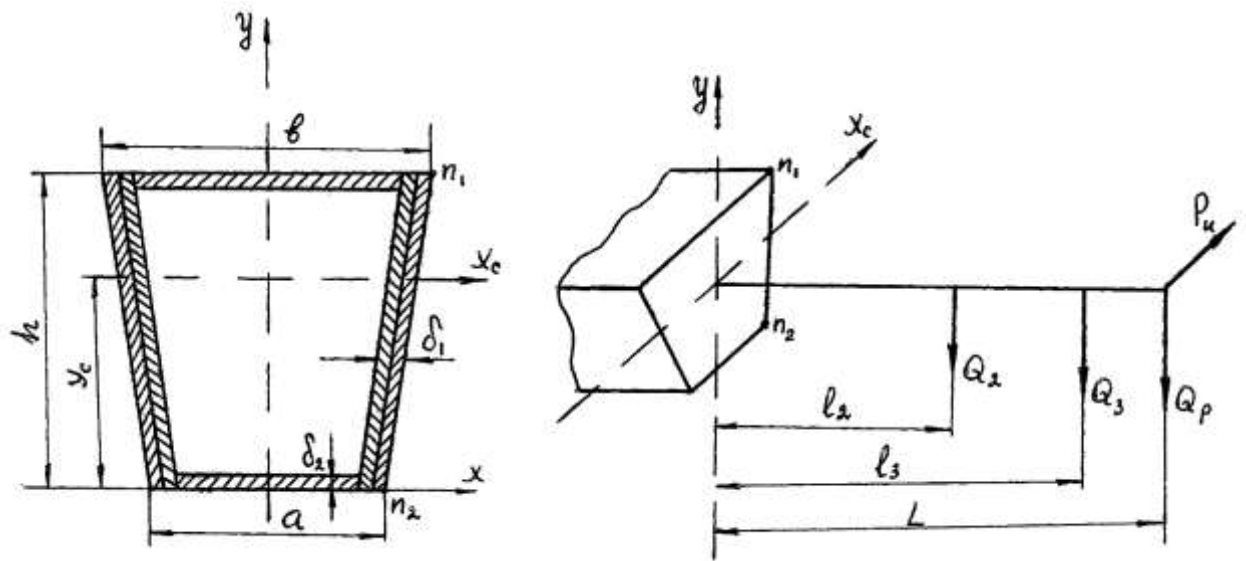


Рисунок 3.2 – Перетин стріли А-А

Визначення моменту інерції перетину.

Статичний момент інерції відносно вісі Х-Х

$$S_x = 2(h - 2\delta_2)\delta_1 \frac{h}{2} + b\delta_2 \left(h - \frac{\delta}{2}\right) + a\delta_2 \frac{\delta_2}{2}$$

Площа перетину

$$F = (h - 2\delta_2)\delta_1 + b\delta_2 + a\delta_2$$

Координата центру тяжіння

$$Y_c = \frac{S_x}{F} \quad C = Y_c - \frac{h}{2}$$

Момент інерції відносно вісі Х та У

$$I_{xc} = 2 \left[\frac{\delta(h - 2\delta_2)^3}{12} + (h - 2\delta_2)\delta_1 c^2 \right] + \frac{b\delta_2^3}{12} + b\delta_2 \left(\frac{h}{2} - c\right)^2 + \frac{a\delta_2^3}{12} + a\delta_2 \left(\frac{h}{2} + c\right)^2$$

$$I_{yc} = \frac{\delta_2 b^3}{12} + \frac{\delta_2 a^3}{12} + 2 \left[\frac{(h - 2\delta_2)\delta_1^3}{12} + (h - 2\delta_2)\delta_1 \left(\frac{a+b}{4} \right)^2 \right]$$

Визначення моментів опору в точках n_1 і n_2

$$W_x^{n_1} = \frac{I_{xc}}{\frac{h}{2} - c}; \quad W_x^{n_2} = \frac{I_{xc}}{y_c};$$

$$W_y^{n_1} = \frac{2I_{yc}}{b}; \quad W_y^{n_2} = \frac{2I_{yc}}{a};$$

Визначення згинальних моментів

Для розрахунку згинальних моментів від дії маси стріли та вантажу визначаємо розрахункове навантаження Q_p з урахуванням коефіцієнта динамічності

$$Q_p = \psi_g (Q_{\text{ван}} + q); \quad \psi_g = 1 + \xi a v_n$$

де q – маса гакової підвіски;

ψ_g – коефіцієнт динамічності механізму підйому при пуску та гальмуванні;

$\xi = 1,5$ – коефіцієнт, який враховує похибку в точності розрахунку;

a – коефіцієнт, який враховує статичний прогин стріли $I_{\text{стр}}$ та жорсткість канату;

$$a = \frac{1}{\sqrt{q(I_{\text{ст}} + \lambda_{\text{ст}})}}$$

$$\text{де } I_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ван}} L^2}{48 E I}; \quad \lambda_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ван}} l_k}{E_k F_k}$$

l_k, E_k і F_k – розрахункова довжина, модуль пружності і сумарна площа перетину дроту канату.

Для нашого випадку $\psi_g = 1,45$ і $Q_p = 1480 \text{ кг}$.

Згинаючий момент по вісі X_c від маси стріли і вантажу з урахуванням коефіцієнта динамічності

$$M_U^g = Q_p L + Q_2 l_2 + Q_3 l_3$$

Згинаючий момент перетину по вісі У від дії сил інерції при повороті без урахування динамічного фактору

$$M_U^Y = P_U L; \quad P_U = \frac{\pi Q_p L n}{30 g t};$$

де $n = 2$ – частота оберту механізму повороту;

$t = 1$ – час пуску – гальмування, с.

Напруження в точках n_1 і n_2 по вісі Х і У визначаємо за формулами:

$$\sigma_x^{n_1} = \frac{M_U^g}{W_x^{n_1}}; \quad \sigma_x^{n_2} = \frac{M_U^g}{W_x^{n_2}}; \quad \sigma_y^{n_1} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_1}}; \quad \sigma_y^{n_2} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_2}};$$

Напруження від дії статичних згинаючих моментів в площині X_c від маси стріли і вантажу

$$\sigma_{x(Q)}^{n_1} = \frac{M_{U(Q)}^{ct} + M'_U}{W_x^{n_1}}; \quad \sigma_{x(Q)}^{n_2} = \frac{M_{U(Q)}^{ct}}{W_x^{n_2}};$$

де $M_{U(Q)}^{ct} = Q_{ван} L$; $M'_U = Q_2 l_2 + Q_3 l_3$.

Сумарні максимальні напруження, які діють в перетині

$$\sigma_{max}^{n_1} = \sigma_{x(Q)}^{n_1} + \sigma_y^{n_1} = 82.7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max}^{n_2} = \sigma_{x(Q)}^{n_2} + \sigma_y^{n_2} = 228 \text{ МПа}$$

З метою полегшення даної секції проведено перевірни розрахунки перетину А-А для товщини стінки $\delta = 6 \text{ мм}$.

Результати обчислень наведені в табл.3.2. Робимо висновок, що допустимі напруження для Ст.3 $[\sigma] = 1800 \text{ МПа}$ дозволяє полегшити секцію та прийняти $\delta = 6 \text{ мм}$ при достатньому запасі міцності.

Перевірний розрахунок перетину стріли Б-Б

Момент інерції і опір перетину обчислено аналогічно попередній методиці з використанням рис.3.3 і табл.3.1. Результати цих розрахункових параметрів наведено в табл.3.2.

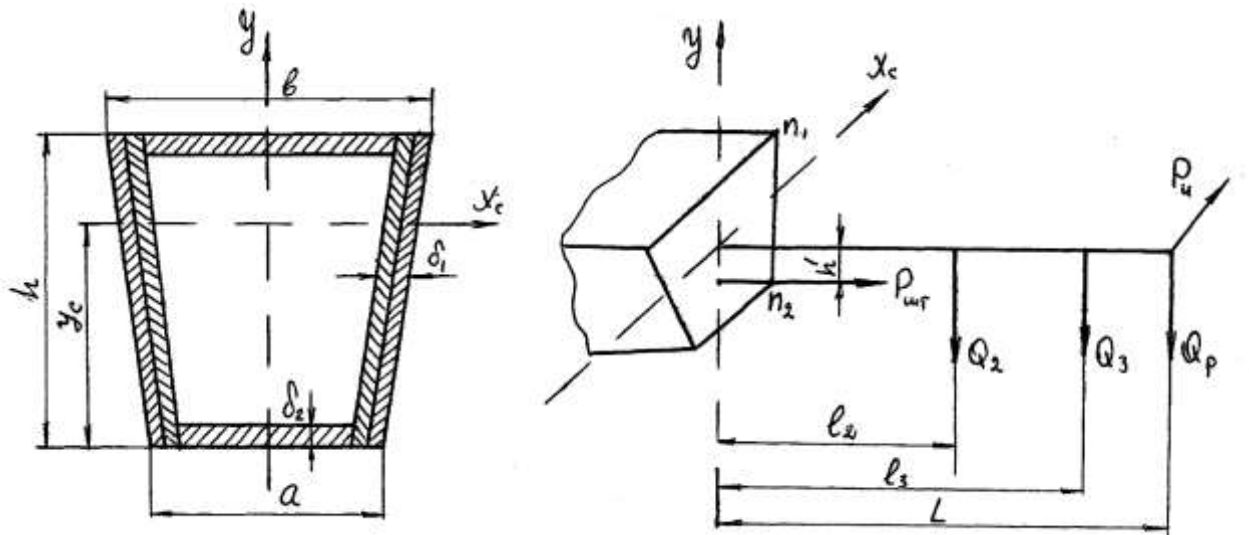


Рисунок 3.3 – Перетин стріли Б-Б

Згинаючий момент в перетині від дії маси стріли, вантажу та зусилля на штоку гідроциліндра складання стріли визначені за формулою:

$$M_U^g = Q_p L + Q_2 l_2 + Q_3 l_3$$

$$M_U^ш = P_{ш} h'$$

де $P_{ш}$ – зусилля на штоку гідроциліндра;

h' - плече від вісі штока до вісі X_c .

Напруження розтягу в розрахунковому перетині з урахуванням дії сил і моментів по вісі X_c :

$$\sigma_x^{n_1} = \frac{M_U^g + M_U^ш}{W_x^{n_1}} + \sigma_p; \quad \sigma_x^{n_2} = \frac{M_U^g - M_U^ш}{W_x^{n_2}} - \sigma_p;$$

Напруження з урахуванням дії статичних сил і моментів по вісі X_c в точках n_1 і n_2

$$\sigma_{x(Q)}^{n_1} = \frac{M_U^{CT} - M_U^{Ш}}{W_x^{n_1}} + \sigma_p; \quad \sigma_{x(Q)}^{n_2} = \frac{M_U^{CT} - M_U^{Ш}}{W_x^{n_2}} - \sigma_p;$$

Відповідно по вісі Y :

$$\sigma_y^{n_1} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_1}}; \quad \sigma_y^{n_2} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_2}};$$

Сумарні максимальні напруження, які діють в перетині

$$\sigma_{max}^{n_1} = \sigma_{x(Q)}^{n_1} + \sigma_y^{n_1} = 183,46 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max}^{n_2} = \sigma_{x(Q)}^{n_2} + \sigma_y^{n_2} = 224,85 \text{ МПа}$$

Результати обчислень розрахункових параметрів наведені в табл.3.2. є достатній запас міцності перетину Б-Б при $\delta = 6 \text{ мм}$.

Перевірний розрахунок перетину стріли В-В

При обчисленні розрахункових параметрів перетину використані вихідні данні рис.3.4 та табл.3.1. Результати обчислень наведені в табл.3.2.

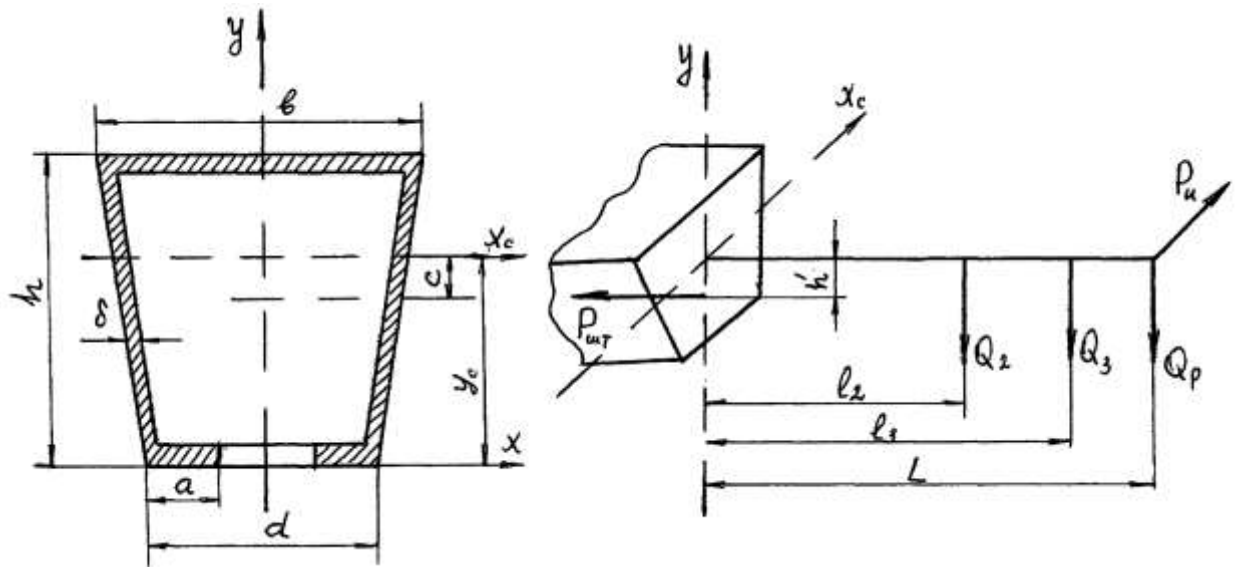


Рисунок 3.4 – Перетин стріли В-В

В даному перетині крім згинаючих сил і моментів від маси стріли і вантажу враховуємо напруження стиску від зусилля на штоку гідроциліндра:

$$Q_p = \frac{P_{\text{шт}}}{F}$$

а напруження в точка n_1 і n_2 в площині X і Y визначається за формулами:

$$\sigma_x^{n_1} = \frac{M_U^g + M_U^{\text{шт}}}{W_x^{n_1}} - \sigma_p; \quad \sigma_x^{n_2} = \frac{M_U^g + M_U^{\text{шт}}}{W_x^{n_2}} + \sigma_p;$$

$$\sigma_y^{n_1} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_1}}; \quad \sigma_y^{n_2} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_2}};$$

Напруження в перетині з урахуванням статичних сил і моментів по вісі:

$$\sigma_{x(Q)}^{n_1} = \frac{M_U^{\text{ст}} + M_U^{\text{шт}}}{W_x^{n_1}} - \sigma_p; \quad \sigma_{x(Q)}^{n_2} = \frac{M_U^{\text{ст}} + M_U^{\text{шт}}}{W_x^{n_2}} + \sigma_p;$$

Сумарні максимальні напруження, які діють в перетині

$$\sigma_{\text{max}}^{n_1} = \sigma_{x(Q)}^{n_1} + \sigma_y^{n_1} = 306,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max}^{n_2} = \sigma_{x(Q)}^{n_2} + \sigma_y^{n_2} = 1062,8 \text{ МПа}$$

В перетині В-В стріли сумарні напруження також не перевищують допустимих для сталі Ст.3, коли $[\sigma] = 1800 \text{ МПа}$.

Перевірний розрахунок перетину стріли Г-Г

При обчисленні розрахункових параметрів перетину використані вихідні данні рис.3.5 та табл.3.1. Результати обчислень наведені в табл.3.2.

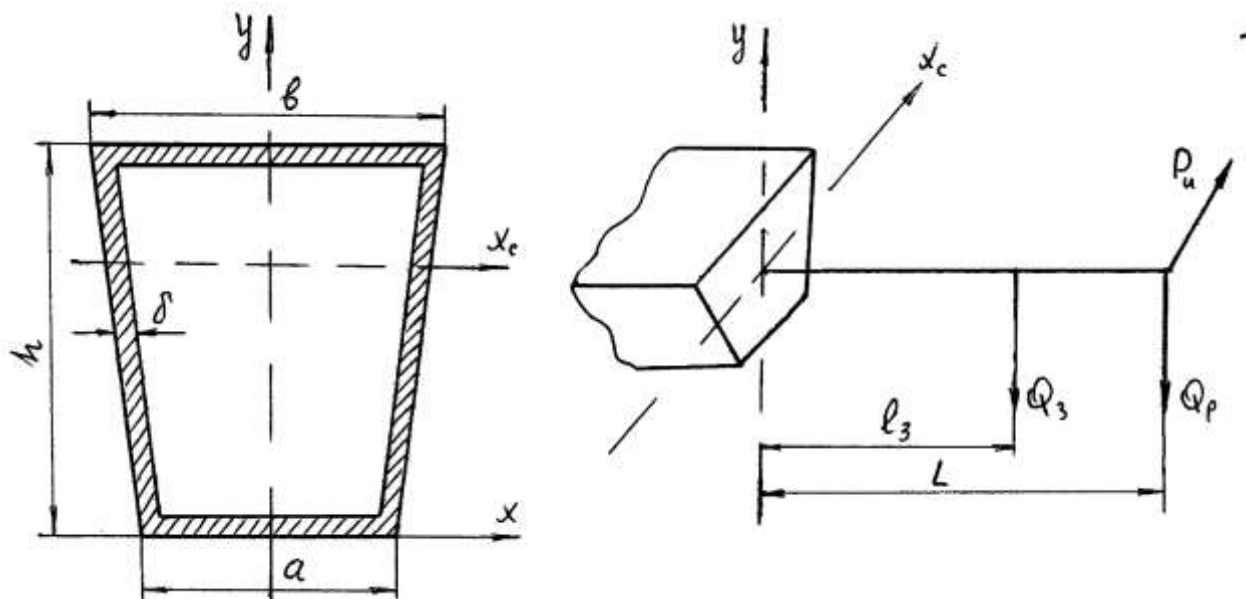


Рисунок 3.5 – Перетин стріли Г-Г

Згинаючий момент в перетині від дії статичних та динамічних сил:

$$M_U^{ст} = Q_{ван} L; \quad M_U' = Q_3 l_3; \quad M_U^U = P_U L;$$

$$M_{U(Q)}^{ст} = M_U^{ст} + M_U'; \quad M_U^g = Q_p L + Q_3 l_3;$$

Напруження в перетині по вісі X та Y:

$$\sigma_x^{n_1} = \frac{M_U^g}{W_x^{n_1}}; \quad \sigma_x^{n_2} = \frac{M_U^g}{W_x^{n_2}};$$

$$\sigma_y^{n_1} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_1}}; \quad \sigma_y^{n_2} = \frac{M_U^y}{W_y^{n_2}};$$

Сумарні максимальні напруження, які діють в перетині

$$\sigma_{max}^{n_1} = \sigma_{x(Q)}^{n_1} + \sigma_y^{n_1} = 324,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max}^{n_2} = \sigma_{x(Q)}^{n_2} + \sigma_y^{n_2} = 330,2 \text{ МПа}$$

Таким чином, у всіх розрахункових перетинах стріли максимальні напруження не перевищують допустимих для сталі Ст.3. Міцність стріли при номінальній вантажопідйомності $Q_H = 1000 \text{ кг}$ забезпечена.

Таблиця 3.2 – Розрахункові обчислення параметрів перетин стріли

Розрахункові параметри	Позначення	Розмірність	Розрахункові перетини стріли			
			А-А	Б-Б	В-В	Г-Г
1.Площа перетину	F	см ²	$\frac{104,6}{79}$	75,7	45	-
2.Статичний момент	S_x	см ³	$\frac{2713,34}{2049}$	1880,8	992,6	-
3.Координата центру тяжіння	Y_c	см	$\frac{25,93}{25,9}$	24,8	22,5	-
4.Момент інерції	I_{xc}	см ⁴	$\frac{3663,2}{27773,5}$	24280,6	6347	2075
	I_{yc}	см ⁴	$\frac{32804}{24854}$	21969	1906	723
5.Момент опору	$W_x^{n_1}$	см ³	$\frac{4429,5}{3366,5}$	3212	636,6	262,2

	$W_x^{n_2}$	см ³	$\frac{1412,7}{1071,5}$	977,5	288	256,7
	$W_y^{n_1}$	см ³	$\frac{1929,7}{1462}$	1331,5	263	114,7
	$W_y^{n_2}$	см ³	$\frac{2076,2}{1573}$	1464,6	272,3	120,5
6.Розрахункове навантаження на стрілу	Q_p	кг	1480	1480	1480	1480
7.Згинаючий момент відносно вісі X_c від маси стріли і вантажу з урахув. ψ_g	M_U^g	кгсм	$\frac{444775}{444775}$	426415	227668	118840
8.Напруження в площині X_c від M_U^g при підйомі-гальмуванні	$\sigma_x^{n_1}$	кг/см ²	$\frac{100,4}{132,1}$	206,8	394	453,2
	$\sigma_x^{n_2}$	кг/см ²	$\frac{314,8}{415,1}$	346	1289,4	463
9.Згинаючий момент по вісі U від сил інерції при повороті	M_U^y	кгсм	$\frac{27283,2}{27283,2}$	25114,78	7306	2021,2
10.Напруження в перетині від дії M_U^g	$\sigma_y^{n_1}$	кг/см ²	$\frac{14,14}{18,66}$	18,86	27,8	17,6
	$\sigma_y^{n_2}$	кг/см ²	$\frac{13,14}{17,34}$	17,15	26,8	16,8
11. Напруження в перетині від дії M_U^{CT} в площині X_c	$\sigma_{x(Q)}^{n_1}$	кг/см ²	$\frac{68,6}{90,2}$	164,6	279	306,8
	$\sigma_{x(Q)}^{n_2}$	кг/см ²	$\frac{214,9}{283,4}$	207,7	1036	313,4
12.Сумарні напруження в перетині	$\sigma_{max}^{n_1}$	кг/см ²	$\frac{82,7}{108,86}$	183,46	306,8	324,4

	$\sigma_{max}^{n_2}$	кг/см ²	$\frac{228}{300,7}$	224,85	1062,8	330,2
13.Допускні напруження для сталі Ст.3	$[\sigma]$	кг/см ²	1800	1800	1800	1800
14.Згинаючий момент на штоці гідроциліндра	$M_U^{\text{ш}}$	кгсм	-	12010,5	106151,6	-
15.Напруження розтягу-стиску від зусилля на штоці	σ_p	кг/см ²	-	77,7	130,8	-
16.Статичний згинаючий момент від маси вантажу і стріли	$M_{U(Q)}^{\text{ст}}$	кгсм	303655	282000	154660	80440

Примітки: Для перетину А-А (стовбчик4) в чисельнику приведені розрахункові параметри для товщини стінки $\delta = 8\text{мм}$, в знаменнику для $\delta = 6\text{мм}$.

3.2Перевірний розрахунок стріли на витривалість

Розрахунок стріли на витривалість (втомну міцність) здійснюється виходячи з умови роботи металоконструкції без втомних напружень на протязі всього строку експлуатації.

Число циклів навантаження визначаємо згідно:

$$Z_b = L * t_k * n_y$$

де $L = 30$ років – строк служби крана в роках;

$t_k = 2500$ год – число годин роботи крана в рік;

$n_y = 15$ – число циклів роботи крана в годинах.

$$Z_b = 30 * 2500 * 15 = 1,125 * 10^6$$

Визначаємо еквівалентне навантаження

$$\sigma_{\text{екв}} = \varphi_{\text{екв}} * Q = 1,2 * 1 = 1,2\text{т}$$

де $\varphi_{\text{екв}} = 1,2$

Визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу за формулою:

$$r = \frac{(K_\sigma + \eta)\sigma_T - 2\sigma_{-1}}{\sigma_T(K_\sigma - \eta)}$$

де $K_\sigma = 2$ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження;

$\eta = 0,2$ – коефіцієнт чутливості металу стріли к асиметрії циклу.

Для сталі Ст.3 межа текучості $\sigma_T = 24 \text{ кг/мм}^2$; межа витривалості $\sigma_{-1} = 12,5 \text{ кг/мм}^2$

$$r = \frac{(2 + 0,2) * 24 - 2 * 12,5}{24 * (2 - 0,2)} = 0,643$$

Визначаємо напруження при втомній міцності

$$\begin{aligned} \sigma_{rk} &= \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)K_\sigma + (1+r)*\eta} = \\ &= \frac{2 * 12,5}{(1 - 0,643) * 2 + (1 + 0,643) * 0,2} = 24 \text{ кг/мм}^2 \end{aligned}$$

Коефіцієнт безпеки $n_1 = 1,4$, допустимі напруження для основного металу

$$[\sigma_{rk}] = \frac{\sigma_{rk}}{n_1} = \frac{24}{1,4} = 17,12 \text{ кг/мм}^2$$

Визначаємо допустимі напруження в металоконструкції стріли з урахуванням впливу зварних швів.

Для основного металу

$$[\sigma_p] = \frac{R * \mu}{K}$$

де $R = 0,85\sigma_T$ – розрахунковий опір з урахуванням неоднорідності матеріалу;

$K = 1,35$ – коефіцієнт перевантаження;

$\mu = 0,85$ – коефіцієнт умови роботи.

$$[\sigma_p] = \frac{0,85 * 24 * 0,85}{1,35} = 12,84 \text{ кг/мм}^2$$

Для матеріалу зварного шва:

$$[\sigma_p]' = 0,9 * 12,84 = 11,55 \text{ кг/мм}^2$$

При змінних навантаженнях допустимі напруження визначаються множенням допустимих напружень при статичних навантаженнях на коефіцієнт γ

$$\gamma = \frac{1}{(a * K_\sigma \pm b) - (a * K_\sigma \mp b)r}$$

де $a = 0,6$; $b = 0,2$ – коефіцієнти для кранових металоконструкцій.

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 * 2 + 0,2) - (0,6 * 2 - 0,2) * 0,643} = 1,32$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В розділі надані основні заходи з охорони праці при виконанні дослідження існуючої машини для механізації підйомно – транспортних і дорожніх машин.

4.1 Аналіз потенційних небезпек

а) Недостатня професійна підготовка фахівця, яка може бути обумовлена недостатністю знань за фахом та не проведення усіх інструктажів з охорони праці та медичного огляду.

б) Не виконання вимог ергономіки стосовно робочих місць конструктора зокрема нераціонального розташування офісного приладдя.

в) Можливість ураження електричним струмом, при виконанні службових обов'язків внаслідок порушення правил з електробезпеки.

г) Небезпеки, які пов'язані з використанням персональних комп'ютерів при виконанні аналізу, зокрема негативний вплив електромагнітних полів та випромінювання ПК застарілих моделей.

д) Незадовільні параметри повітряного середовища в адміністративних приміщеннях. Причина незадовільна робота системи опалення та повітрообміну.

е) Недостатнє освітлення приміщень де розташовані робочі місця конструктора, що може бути пов'язано з нераціональним вибором освітлювальних виробів.

є) Можливість загорянь внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожеж.

ж) Небезпеки, які пов'язані з умовами праці у надзвичайних ситуаціях.

4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

а) Для фахового виконання робіт до проекту допускаються особи, які мають професійні знання, що підтверджується документом встановленого зразка. Такий захід забезпечує врахування усіх вимог зазначених в НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів», та в свою чергу є запобіжником виникнення аварійних ситуацій в процесі експлуатації.

б) За ГОСТ 12.2.032-78. “СС. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования” конструкція робочого місця повинна забезпечувати оптимальне положення співробітника, що досягається за рахунок регулювання висоти сидіння та підставки для ніг. Підставка для ніг повинна регулюватися по висоті. Ширина повинна бути не менше 300мм, довжина – не менш 400мм. Поверхня підставки повинна бути рифленою. По передньому краю слід передбачати бортик висотою 10 мм. Важливим фактором є простір під столом, його має бути досить, щоб можна було зручно згинати та розгинати коліна. Стіл повинен мати криволінійну форму. Крісло повинно забезпечити фізіологічно раціональну робочу позу, при якій не порушується циркуляція крові і не було іншого шкідливого впливу. Для цього необхідно, щоб у крісла була пружна спинка анатомічної форми, яка зменшить навантаження на хребет. Також крісло обов’язково повинно бути з підлокітниками і мати можливість повороту, зміни висоти і кута нахилу сидіння й спинки. Монітор повинен розташовуватися на робочому столі прямо, і віддаленням від очей мінімум на 50-60 см. Верхня границя екрану повинна бути на рівні очей або не нижче 15 см від рівня очей. Клавіатура повинна розташовуватися в 10-15 см (в залежності від довжини ліктя) від краю стола. Глибина стола повинна дозволяти повністю повністю покласти лікті на стіл, відсунути клавіатуру до монітора.

в) З метою вирішення можливих питань стосовно електробезпеки, необхідним є знання основних заходів, для попередження уражень електричним струмом.

Організаційні заходи – до виконання робіт допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли навчання, та перевірку знань з електробезпеки. Основним нормативним актом є ПУЄ (правовий устрій з електроустанов). Ремонт обладнання повинен здійснювати тільки спеціальний підготовлений персонал. Для кожного електроспоживного обладнання повинно бути складені експлуатаційні схеми нормальної і аварійної роботи.

Технічні заходи – розташування струмоведучих частин на недоступній висоті (до 1000В), не менше 3,5 м (більше 1000В- 6м). Всі не ізольовані струмопровідні лінії повинні бути надійно огороженні суцільними огорожами. Відкриття або зйом яких можливий тільки за допомогою спеціальних пристроїв. Опір ізоляції електричних дротів повинен бути не менше 0,5 Ом.

Обов'язковим є захисне заземлення або занурення. Обов'язковим є використання індивідуальних засобів захисту, зокрема гумовий діелектричний килимок, опір якого слід періодично перевіряти. Обов'язковим є встановлення автоматичних блокуючих пристроїв, які запобігають небезпечним діям людини, зокрема кінцеві вимикачі. Блокуючи пристрої розподіляють на механічні, електричні, та електромеханічні. Електробезпека обслуговуючого персоналу залежить від розташування органів управління відносно електричних ланцюгів. Зокрема кабіна ПТМ розташовується з протилежної сторони відносно тролей.

г) Загальні вимоги до техніки безпеки при роботі на комп'ютері. Персонал, що працює на комп'ютері зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі Санітарних норм і правил СанПин 2.2.2.542-96 «Гігієнічні вимоги до відео дисплейних терміналах, персональними електророзрахунковими машинами і організації робіт», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї

праці і за створення небезпечного чи шкідливого виробничого фактора для інших працюючих і поломку комп'ютера.

При роботі з комп'ютером шкідливими і небезпечними чинниками є:

- електростатичні поля;
- електромагнітне випромінювання;
- наявність потужних іонізуючих випромінювань;
- локальне стомлення, загальна втома;
- стомлюваність очей;
- небезпека ураження електричним струмом;
- пожежонебезпека.

Режими праці та відпочинку при роботі з комп'ютером повинні організовуватися в залежності від виду та категорії трудової діяльності.

Види трудової діяльності поділяються на 3 групи:

Група А - робота з зчитування інформації з екрана комп'ютера з попереднім запитом;

Група Б - робота з введення інформації;

Група В - творча робота в режимі діалогу.

За основну роботу з комп'ютером слід приймати таку, яка займає не менше 50% часу протягом часу роботи комп'ютера.

Для видів трудової діяльності встановлюється 3 категорії тяжкості і напруженості роботи з комп'ютером, які визначаються:

для групи А - по сумарному числу прочитуються знаків за час роботи з комп'ютером, але не більше 60 000 знаків;

для групи Б - по сумарному числу зчитуються або вводяться знаків за час роботи з комп'ютером, але не більше 40 000 знаків;

для групи В - по сумарному часу безпосередньої роботи з комп'ютером, але не більше 6 годин за час роботи з комп'ютером.

Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви. Перед початком роботи необхідно переконатися, що

монітори комп'ютера мають антиблокове покриття (окрім групи А) з коефіцієнтом відбиття не більше 0,5. Покриття повинне також забезпечувати зняття електростатичного заряду з поверхні екрана, іскріння і накопичення пилу. Корпус монітора повинен забезпечувати захист від іонізуючих та неіонізуючих випромінювань. Необхідно перевірити робоче положення комп'ютера відстань між стіною з віконними прорізами і столом має бути не менше 0,8 м. При невеликій кількості робочих місць бажано розташовувати столи біля протилежної стіни щодо віконних прорізів. Відстань між робочими столами повинно бути не менше 1,2 м. Не допускається знаходження другого робочого місця з боку задньої стінки комп'ютера. Оптимальними параметрами температури в кабінеті є 19-21, допустимими 18-22, відносна вологість повітря 62-55%.

У кабінеті слід здійснювати наскрізне провітрювання для поліпшення якісного складу повітря, щодня проводити вологе прибирання.

Для підвищення вологості повітря слід використовувати зволожувачі. У приміщенні повинно бути штучне і природне освітлення. Основний потік природного світла повинне бути ліворуч, не допускається праворуч, ззаду і спереду працює на комп'ютері. на вікнах повинні бути завіси в два рази більше ширини вікна. Забороняється застосовувати для вікон чорні завіси.

Кабінет, де знаходиться комп'ютери відноситься до пожежонебезпечного приміщенню категорії «Б», тому необхідно мати вуглекислотний вогнегасник типу ОУ-5 і вміти ним користуватися. Звернути увагу на заземлення, тому що в комп'ютері використовуються мікросхеми, чутливі до статичної електрики. Звернути особливу увагу на цілісність ізоляції всіх кабелів та роз'ємів, щоб не виявитися несподівано під напругою щодо землі. Забороняється самотійно відкрити комп'ютера, з-за високої напруги всередині. Виключається робота з комп'ютером і його периферійними пристроями з відкритим корпусом, самотійно перемикає силові та інтерфейсні кабелі, проливати рідини і т.д. Робоче місце працює на комп'ютері передбачено обладнати спеціальними меблями: обертовим стільцем із

змінною висотою сидіння і кута нахилу спинки. При роботі на комп'ютері працюючий повинен бути уважним, не відволікатися на побудову справи.

Під час роботи комп'ютера забороняється:

- залишати комп'ютер без нагляду;
- проводити ремонт;
- знімати корпус з комп'ютера.

Тривалість безперервної роботи з комп'ютером без регламентованого перерви не повинна перевищувати 2 годин. Під час регламентованого перерви з метою зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, усунення впливу гіподинамії та гіпокінезії, запобігання розвитку втоми доцільно виконувати комплекси вправ. Рівень шуму в приміщенні під час роботи комп'ютерів не повинен перевищувати 50 дБА. Конструкція відео монітора повинна передбачати заходи, що забезпечують хорошу розбірливість зображення, незалежну від зовнішнього освітлення.

У залежності від призначення і області застосування відеотермінали можуть бути розділені на наступні групи:

- група А - кольорові монітори тільки для демонстраційних цілей.
- група Б - кольорові монітори для персональної роботи;
- група В - монохромні монітори.

Категорично забороняється використання на робочому місці електронагрівальних приладів з відкритим елементом, відкритим вогнем. Користування електронагрівальними приладами з закритими нагрівальними елементами дозволяється тільки у спеціально відведених для цього місцях. Недотримання вимог до мікроклімату приміщення може не тільки різко знижувати продуктивність праці, викликати втрати робочого часу через збільшеного числа помилок у роботі, але і приводити до функціональних розладів або хронічних захворювань органів дихання, нервової системи, імунної системи.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

д) Для нормалізації параметрів повітряного середовища в виробничих приміщеннях передбачається використовувати технічні засоби по забезпеченню нормованих параметрів. До них відноситься водяне або парове опалення, природна або штучна вентиляція. В холодний період року штучну вентиляцію, проточну витяжку поєднують з функцією підігріву зовнішнього повітря калорифер. У адміністративних приміщеннях використовується кондиціонери.

Розрахунок надходження теплоти у приміщення, та визначення кондиціонера.

Визначаємо надходження теплоти в приміщення о 18 год. Площа приміщення складає 35 м², висота 4 м. Розміри вікна 2х1,2 м², площа тіні 0,33 м², подвійне скління. Вікна без сонцезахисних пристроїв. Атмосфера району – незабруднена. Кількість робочих місць 6: 4 жінки та 2 чоловіка. Освітлення здійснюється за допомогою люмінесцентних ламп, загальна потужність яких в приміщенні складає 1,75 кВт. Температура в приміщенні складає 38°C.

За табл. 5.3.1 визначаємо значення прямої ($q_{в.п.}$) та розсіяної ($q_{в.р.}$) сонячної радіації о 18 години:

$$q_{в.п.} = 344 \text{ ккал/}(\text{год} \cdot \text{м}^2);$$

$$q_{в.р.} = 95 \text{ ккал/}(\text{год} \cdot \text{м}^2).$$

Таблиця 4.1 - Максимальні значення кількості теплоти прямої $q_{в.п}$ та розсіяної $q_{в.р}$ сонячної радіації

Показник	Кількість теплоти при заповненні світлових прорізів в залежності від часу доби та орієнтування світлових прорізів, ккал/(год·м ²)							
	до полудня							
	Півн	ПівнСх	Сх	ПівдСх	Півд	ПівдЗ	З	ПівнЗ
	після полудня							
	Півн	ПівнЗ	З	ПівдЗ	Півд	ПівдСх	Сх	ПівнСх
$q_{в.п.}$	80	426	423	344	257	96	-	-
$q_{в.р}$	64	93	112	95	75	66	56	54

Кількість теплоти, що надходить до приміщення через подвійне скління для розрахункової години розраховуємо :

$$q_0 = (q_{вп} + q_{вр}) * K_1 * K_2 = (344 + 95) * 0,9 * 0,95 =$$

$$= 375 \text{ ккал/}(год \cdot м^2) \quad (4.1)$$

де q_0 та q_1 – кількість теплоти, яка надходить до приміщення через світлові прорізи, які опромінюються та не опромінюються прямою сонячною радіацією відповідно;

Таблиця 4.2 - Коефіцієнт K_1 , який враховує затінення скління світлових прорізів перепльотами та забруднення атмосфери

Скління	Значення коефіцієнту для світлових прорізів K_1 , за атмосфери		
	незабрудненої (незалежно від опромінення)	забрудненій в промислових районах	
		які опромінюються сонцем в розрахункову годину	які в розрахункову годину перебувають в тіні
Одинарне без перепльотів	1	0,75	1,75
Подвійне без перепльотів	0,9	0,68	1,58

Таблиця 4.3 - Коефіцієнт K_2 , який враховує забруднення скла

Забруднення скла	Значення коефіцієнту
Значне	0,85
Помірне	0,9
Незначне	0,95
Чисте скло	1

$$q_1 = (q_{вр}) * K_1 * K_2 = (95) * 0,9 * 0,95 = 81,23 \text{ ккал/}(\text{год} \cdot \text{м}^2); \quad (4.2)$$

Площа віконного прорізу, яка опромінюється сонячною радіацією складає:

$$F_{пр} = F_{ос} - F_p = 2.4 - 0.33 = 2,07 \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

Загальна кількість теплоти, яка надходить до приміщення через віконний проріз, визначається за формулою :

$$Q_{спр} = (q_o F_{пр} + q_1 F_p) * K_{відн} = (375 * 2,07 + 81,23 * 0,33) * 0,8 = 642,4 \text{ ккал/}(\text{год} \cdot \text{м}^2); \quad (4.4)$$

$K_{\text{вiдн}}$ - коефіцієнт відносного проникнення сонячної радіації через заповнення світлового прорізу. При одинарному склінні $K_{\text{вiдн}} = 0,9 \dots 1,0$; при подвійному $K_{\text{вiдн}} = 0,8 \dots 0,9$.

Виділення теплоти від штучного освітлення розраховують за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = 860 * N_{\text{осв}} = 860 * 0,5 * 1,75 = 752,5 \text{ ккал/год} \quad (4.5)$$

де n - коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову; для люмінесцентних ламп $n = 0,5$;

$N_{\text{осв}}$ – сумарна потужність джерел освітлення, кВт.

При розрахунках слід пам'ятати правила переведення енергетичних одиниць:

1 кВт = 860 ккал/год;

1 ккал/год = 1,163 Вт;

1 Вт = Дж/с.

Розрахунок виділеної теплоти людьми, відповідно до табл.4.4, за умовою, що в приміщенні знаходяться 2 чоловіка, та 4 жінки, температура в приміщенні 38°C.

Таблиця 4.4 - Кількість теплоти, яка виділяється дорослими людьми (чоловіками)

Кількість теплоти, ккал/год, яка виділяється однією людиною при температурі повітря в приміщенні, °C					
10	15	20	25	30	35
130	105	85	55	35	5

$$Q_{\text{л}} = 5 * 2 + 5 * 4 * 0,85 = 27 \text{ ккал/год} \quad (4.6)$$

Загальна кількість теплоти в розрахункову годину в липні, яку необхідно відвести за допомогою кондиціонування, визначається сумою теплоти джерел теплонадходження:

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{спр}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} = 642,4 + 752,5 + 27 = 1421 \text{ ккал/год. (4.7)}$$

Оскільки площа приміщення складає 35 м^2 , то найбільш доцільним є використання кондиціонера типу COOPER&HUNTER CH-S12LHA з холодопродуктивністю 3100 ккал/год. Тоді, за формулою (4.8) знаходимо час, необхідний для охолодження приміщення за допомогою цього кондиціонера:

$$\tau = C \cdot \gamma \cdot V \cdot (t_{\text{вид}} - t_{\text{норм}}) / 3600 \cdot 1,163 \cdot Q_{\text{конд}} = 1000 \cdot 1,2 \cdot 140 \cdot (27 - 22) / 3600 \cdot 1,163 \cdot 3100 = 0,0647 \text{ год} \quad (4.8)$$

де C - масова теплоємність припливного повітря (дорівнює $1000 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$);

γ - густина припливного повітря (дорівнює $1,2 \text{ кг/м}^3$);

V - об'єм приміщення, м^3 ;

$t_{\text{вид}}$ - температура повітря, що видаляється з приміщення, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{норм}}$ - нормована (оптимальна) температура в приміщенні, яку необхідно досягти шляхом кондиціонування (прийняти рівною 22°C).

е) Освітленість приміщення

З метою організації нормованого освітлення виробничого приміщення виконуємо розрахунок освітлення згідно розряду зорової роботи.

Розрахунок освітлення

Вибираємо комбіновану систему освітлення. У якості джерела штучного освітлення приймемо люмінесцентні лампи. Люмінесцентні лампи у складі світильників при загальному освітленні рекомендовані у приміщеннях висотою до 6 м, ці лампи нам підходять, бо висота нашого приміщення 4 м. Розряд зорової роботи приймаємо 3. Згідно таких умов доцільно обрати лампи ЛЛ, які мають наступні переваги: висока світловіддача (до 75 лм/Вт), висока стабільність світлового потоку, термін експлуатації до 10000 годин, високий індекс кольоропередачі.

Недоліки: висока вартість, повинні обслуговуватись фахівцями, мають

складну пускову апаратуру, можливі шум та миготіння, значна пульсація при однофазній схемі підключення.

Вибираємо світильник типу ЛПП (табл. 4.5)

Таблиця 4.5 - Характеристика та призначення світильника ЛПП

Тип сві- тильника	Світлорозподіл (крива сили світла)	Потужність лампи у світильнику, Вт	Мінімальна висота підвісу світильника над	Використання світильника	IP	L / h
Л а м п и л ю м і н е с ц е н т н і						
ЛПП	Прямий (косинусна))	2x(18□80Вт)	Р _Л = 40Вт 3м Р _Л = 80Вт 4м	Приміщення висотою до 6м (адміністрати- вно— конторські, для креслення, учбові	65	1,4

Коефіцієнт запасу k_z враховує зниження рівня освітленості з часом в результаті забруднення та старіння ламп, світильників і поверхонь приміщення, приймаємо для конструкторського бюро $k_z = 1,4$

Коефіцієнт нерівномірності (мінімального) освітлення z (відношення середньої освітленості до мінімальної освітленості), дорівнює:

$z = 1,1$ – для люмінесцентних ламп низького тиску;

Визначаємо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{AB}{h(A+B)} = \frac{7*5}{1,78(7+5)} = 1,63 \quad (4.9)$$

де $A=7$ – довжина приміщення m ;

$B=5$ – ширина приміщення, м;

h – висота розміщення світильників над робочою поверхнею, м

$$h = H - h_p - h_z = 4 - 0,8 - 1,42 = 1,78 \text{ м} \quad (4.10)$$

де $H=4$ – висота виробничого приміщення, м;

h_p – висота робочої поверхні над підлогою, м;

(як правило, висота умовної робочої поверхні $h_p=0,8$ м)

h_z – висота звисання світильника від стелі, м. (вибирається за технологічною доцільністю)

Розраховуємо кількість рядів світильників у приміщенні:

$$N_p = \frac{B}{(H-h_p) \cdot \left[\frac{L}{h}\right]} = \frac{5}{(4-0,8) \cdot [1,4]} = 1,11 \quad (4.11)$$

Приймаємо $N_p = 2$

Визначаємо максимально припустиму відстань між рядами світильників:

$$L_{max} = \frac{B}{N_p} = \frac{5}{2} = 2,5 \quad (4.12)$$

Розраховуємо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = \frac{L_{max}}{[L/h]} = \frac{2,5}{1,4} = 1,78 \quad (4.13)$$

Знаходимо висоту звисання світильника від стелі:

$$h_z = H - h_p - h = 4 - 0,8 - 1,78 = 1,42 \quad (4.14)$$

Значення коефіцієнта використання світлового потоку η вибирається в залежності від виду джерела світла, типу обраного світильника, та індексу приміщення (табл.4.6)

Таблиця 4.6 - Коефіцієнти використання світового потоку світильників

ТИП СВІТИ ЛЬНИ КА	L/h	θ _{ст} , %	θ _с , %	θ _п , %	КОЕФІЦІЄНТ ВИКОРИСТАННЯ СВІТЛОВОГО ПОТОКУ, η % ПРИ ІНДЕКСІ ПРИМІЩЕННЯ i																
					0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,25	1,5	1,75	2,0	1,25	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
Світильники з лампами розжарення та компактними люмінесцентними лампами																					
НСП	0,8	70	50	30	22	32	39	44	47	49	50	52	55	58	60	62	64	66	68	70	73
		50	30	10	20	26	34	38	41	43	45	47	50	53	55	57	59	62	64	66	69
		30	10	10	17	23	30	34	37	39	41	43	46	48	51	53	55	58	61	62	64
НПБ	1,4	70	50	30	23	28	31	38	39	42	43	46	49	52	54	56	58	60	62	63	65
		50	30	10	20	25	29	34	36	38	39	41	44	46	48	50	51	53	56	57	58
		30	10	10	17	20	25	30	33	34	35	37	39	41	44	45	47	50	52	53	56
НПО	1,8	70	50	30	10	15	19	21	24	26	27	28	31	33	35	37	39	43	45	47	50
		50	30	10	7	10	14	16	18	20	21	23	25	27	29	30	32	35	37	39	42
		30	10	10	5	7	10	12	15	17	18	19	21	22	23	25	27	29	31	32	35
Світильники з люмінесцентними лампами																					
ЛПП	1,4	70	50	30	30	34	38	42	45	47	50	53	57	60	62	64	65	67	69	70	72
		50	30	10	25	29	33	36	39	42	44	48	52	54	57	59	60	63	65	66	69
		30	10	10	20	25	29	33	35	38	40	43	47	51	54	56	57	60	62	64	66
ПВЛ	1,5	70	50	30	22	28	32	35	38	41	43	46	50	53	55	57	59	61	63	65	67
		50	30	10	16	21	24	27	30	32	34	37	40	43	45	47	48	50	52	54	56
		30	10	10	14	18	21	24	27	29	31	34	37	40	42	44	45	48	50	51	53

Вибираємо для люмінесцентних ламп та індексу приміщення $\eta = 60\%$

Визначаємо сумарний світловий потік освітлювальної установи в даному приміщенні:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_H \cdot A \cdot B \cdot z \cdot k_z}{\eta} = \frac{500 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 1.1 \cdot 1.4}{60} = 449,1 \quad (4.15)$$

де Φ_{Σ} – розрахункове значення сумарного світлового потоку у приміщенні, лм;

E_H – нормоване значення освітленості, лк;

S – площа освітлюваної поверхні, m^2 ;

k_z – коефіцієнт запасу;

z – коефіцієнт нерівномірності (мінімальної) освітленості;

η – коефіцієнт використання світлового потоку

Визначаємо максимальну відстань L_{max} між рядами та сусідніми світильниками у ряду:

$$L_{max} = [L/h] \cdot h = 1,4 \cdot 1,78 = 2,49 \text{ м} \quad (4.16)$$

де $[L/h]$ – числове значення коефіцієнта світильника (табл. 4.5)

Визначаємо кількість рядів світильників у приміщенні:

$$N_p = \frac{B}{L_{max}} = \frac{5}{2.49} = 2 \quad (4.17)$$

Визначаємо умовну загальну кількість світильників у приміщенні, виходячи з позиції розташування їх у вершинах квадрата:

$$N^* = AB/L_{max}^2 = 35/2.49^2 = 5.6 \quad (5.18)$$

Приймаємо $N^* = 6$

4.4 Заходи з пожежної безпеки

є) Для попередження пожеж передбачається використовувати первинні засоби пожежогасіння. До них відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати, ломы, сокири тощо), системи автоматичного пожежогасіння.

Первинні засоби пожежогасіння, в залежності від категорії приміщень, можуть розташовуватись як окремо, так і в складі пожежних щитів.

Також необхідно періодично проводити протипожежні інструктажі, навчання, та тренування персоналу.

Визначення категорії приміщення в конструкторському бюро

За вибухопожежною небезпекою приміщення й будівлі поділяють на п'ять категорій: **А, Б, В, Г, Д**

Встановлення категорії приміщення виконується шляхом послідовної перевірки належності приміщення до категорій від найвищої (**А**) до найнижчої (**Д**) з урахуванням характеру технологічних процесів і пожежонебезпечних властивостей речовин, що в них застосовуються, з метою виявлення можливих обставин і причин виникнення вибухів і пожеж та їх наслідків

Приймаємо категорію **Д**, так як ця категорія більш підходить по

характеристиці речовин і матеріалів, що зберігаються в приміщенні, а саме знаходяться незаймисті речовини і матеріали в холодному стані, а також кабельні електропроводки до устаткування, окремі предмети меблів на місцях.

Визначення класу пожежі

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин й матеріалів пожежі за ДБНВ.1.1.7–2002 "Пожежна безпека об'єктів будівництва" поділяються на відповідні класи та підкласи:

- клас *A* – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір);
- клас *B* – пожежі горючих рідин або твердих речовин, які розтоплюються;
- клас *C* – пожежі газів;³
- клас *D* – пожежі металів та їх сплавів;
- клас *E*(додатковий) – пожежі, пов'язані з горінням електроустановок.

Обираємо клас *E* (додатковий) – пожежі, пов'язані з горінням електроустановок.

Вибір первинних засобів пожежогасіння

Типи вогнегасників:

а) Пінні (водно пінні, хімічно-пінні) – для тушіння загорань тліючих матеріалів, тушіння ГСМ в ємностях.

б) Вуглекислотні – для тушіння електроустановок, коштовного обладнання , використовуються для тушіння загорань в адміністративних приміщеннях.

в) Хладогенові – для тушіння розлитих олій, матеріалів з високою інтенсивністю горіння.

г) Порошкові – для тушіння локальних загорань невеликої інтенсивності.

Для категорії Д, та класу пожежі Е обираємо: 2 порошкових вогнегасника місткістю 5 літрів, 2 хладонових вогнегасника місткістю 2(3)л, та 2 вуглекислотних вогнегасника місткістю 5(8)

Опис установки електричної пожежної сигналізації

Своєчасне виявлення ознак займання й виклик пожежних підрозділів дає змогу швидко локалізувати осередки пожежі та вжити заходи щодо її ліквідації, а отже, створює можливість суттєво зменшити обсяги заподіяної шкоди. Найшвидшим та найнадійнішим засобом сповіщення про виникнення пожежі вважаються установки електричної пожежної сигналізації (ЕПС).

Залежно від схеми з'єднання розрізняють променеві (радіальні) та кільцеві установки ЕПС.

В установках ЕПС можуть обладнуватися адресовані та не адресовані пожежні сповіщувачі.

Не адресованим вважається автоматичний сповіщувач, який реагує на фактори, що супроводжують пожежу в місці його встановлення, та формує сигнал про виникнення пожежі в захищуваному приміщенні без зазначення свого номера (адреси).

Адресований сповіщувач постійно або періодично активно формує сигнал про стан пожежонебезпечності у захищуваному приміщенні та про власну працездатність із зазначенням свого номера (адреси).

Не адресовані пожежні сповіщувачі слід включати в установках ЕПС променевого типу, при цьому адреси займання визначаються номером шлейфа, за яким одержано сигнал «Пожежа». Одним шлейфом пожежної сигналізації з не адресованими сповіщувачами обладнують:

- приміщення в межах кількох поверхів при загальній площі 300 м² і менше;
- не більше десяти, а за наявності виносної світлової індикації біля входу в захищуване приміщення – не більше двадцяти суміжних або

ізольованих приміщень загальною площею не більше 1600 м², що розташовані на одному поверсі громадських, адміністративних та побутових будівель і мають вихід у спільне приміщення (коридор, хол, вестибюль).

Адресовані пожежні сповіщувачі можуть використовуватися в установках ЕПС як променевого, так і кільцевого типу. Кількість приміщень, обладнаних одним шлейфом з адресованими сповіщувачами, обмежується лише технічними можливостями приймально-контрольних приладів. В одному приміщенні слід встановлювати не менше двох не адресованих або один адресований пожежний сповіщувач.

Одним з основних елементів установок ЕПС є пожежні сповіщувачі. Розрізняють сповіщувачі ручної та автоматичної дії. Ручні пожежні сповіщувачі приводяться в дію натисканням на кнопку. Вони, як правило, використовуються для подачі сигналу про пожежу з території підприємства. У середині будівлі вони можуть застосовуватися як додатковий технічний засіб автоматичної пожежної сигналізації. технічно обґрунтованих випадках допускається встановлювати їх як основний засіб, що сигналізує про пожежу. Ручні пожежні сповіщувачі обладнують на стінах і конструкціях на висоті 1,5 м від підлоги (землі) у легкодоступних місцях.

Автоматичні пожежні сповіщувачі реагують на фактори, що супроводжують пожежу: підвищення температури, дим, полум'я. Вони підрозділяються на:

- теплові автоматичні пожежні сповіщувачі ДТЛ, ІТМ, ПОСТ– 1;2, МДПІ–028, ІП 105–2/1
- димові автоматичні пожежні сповіщувачі ІДФ–М, ДІП–1, ІДП–2
- світлові автоматичні пожежні сповіщувачі СІ–1, ДПІД, АІП.

Все ширшого застосування набувають комбіновані сповіщувачі (КІ), які контролюють відразу кілька показників, наприклад, температуру та дим, а також ультразвукові сповіщувачі (ДУЗ–4), які реагують на зміну характеристик ультразвукового поля в захищуваному приміщенні. Завдяки високій чутливості ультразвукові сповіщувачі (датчики) можуть поєднувати

пожежні та охоронні функції.

Вид автоматичного пожежного сповіщувача вибирають з урахуванням призначення захищуваних приміщень, пожежної характеристики матеріалів, що в них розташовуються, первинних ознак пожежі та умов експлуатації.

Для адміністративних, побутових і громадських приміщень та споруд, залежно від їх призначення, рекомендуються димові, теплові або світлові пожежні сповіщувачі.

4.5. Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуації

ж) Заходи, які пов'язані з небезпекою роботи в умовах надзвичайних ситуаціях

Порядок дій сил цивільної оборони (ЦО) при ліквідації наслідків стихійних лих

У більшості випадків стихійні лиха супроводжуються загибеллю матеріальних цінностей, а іноді і людськими втратами. Тому при ліквідації наслідків стихійних лих основним завданням сил ЦО є врятування людей і (по можливості) матеріальних цінностей. Успіх дій формувань багато в чому залежить від своєчасної організації і проведення розвідки й обліку конкретних умов обстановки. Оскільки стихійні лиха виникають раптово, оповіщення о. с. формувань, їх укомплектування і створення угруповань сил ЦО повинні проводитися в найкоротший термін. Виступ формувань з районів збору в райони дій повинен здійснюватися з максимально можливою швидкістю. Командири формувань у районах робіт повинні постійно знати обстановку і, у відповідності з її зміною, уточнювати раніше поставлені чи ставити нові завдання підрозділам. Прогнозування загрози повеней дозволяє вчасно здійснити комплекс попереджувальних заходів, які значно знижують можливі збитки, а також створити сприятливі умови для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у зонах затоплення. Зміст цих заходів і їх обсяг визначаються часом попередження повені.

Так, масштаби повеней, які викликаються весняними водами, можна прогнозувати за місяць і навіть більше завдяки постійним спостереженням органами гідрометеослужби, визначенню висоти снігового покриву і встановленню залежності виникнення повені від нього, визначенню запасів вологи в ґрунті, знанню строків скресання річок, температури повітря в період паводку і т.п. Отже, можна заздалегідь провести протипаводкові заходи.

При паводках, які викликаються заторами, час попередження звичайно обчислюється декількома годинами, тобто він значно менший, ніж у розглянутому вище випадку. Але з огляду на те, що місця постійних заторів звичайно відомі, запобіжні заходи можна вжити задовго до льодоходу.

Паводки, які викликаються випаданням рясних злив та інтенсивним таненням льодовиків, прогнозуються на основі багаторічних спостережень.

Про майбутню небезпеку повені чи селевого потоку оповіщаються всі організації і населення. Начальники, штаби і служби ЦО приводять у готовність формування, які залучаються до ведення боротьби зі стихійним лихом, ставлять їм завдання, вказують послідовність, способи і терміни їх виконання, уточнюють питання взаємодії й організовують управління.

Для виявлення й уточнення обстановки організовується розвідка. Найбільш оперативною є повітряна, яка до того ж дає можливість одержання інформації про значні території. Більш точний стан поблизу гребель і мостів визначають, використовуючи дані наземної розвідки.

У населених пунктах і на об'єктах, яким загрожує затоплення, виставляються рятувальні пости зі складу формувань і встановлюється зв'язок з ними. Для захисту мостів, гребель, водозабірних та інших споруд виділяються аварійні команди. У місцях, де можливі затори льоду, установлюється цілодобове чергування команд підривників. За рішенням місцевих органів влади можуть бути проведені: завчасна евакуація населення, вивезення матеріальних цінностей і відгін сільськогосподарських тварин у безпечні місця. Про початок і порядок евакуації керівний склад ЦО оповіщає населення по місцевих каналах радіотрансляції і телебачення, через

адміністрацію ОГ і домоуправління. У випадку раптових паводків попередження населення здійснюється всіма наявними технічними засобами, включаючи і гучномовні рухливі установки.

Успіх у проведенні рятувальних робіт залежить від того, наскільки оперативно організована розвідка, швидко і повно оцінена сформована обстановка, вчасно організовані дії сил і чітке управління ними.

РІНР у зонах затоплення і селевих потоків пов'язані з небезпекою, особливо при діях на воді, на льоду і при виконанні підливних робіт. Особовий склад, який залучається для цих цілей, повинен бути навчений правилам поведінки на воді, прийомам порятунку потоплюючих і надання їм першої медичної допомоги. Формування, що діють на плавзасобах, оснащуються необхідним інвентарем: рятувальними кругами, поясами, баграми, драбинами, канатами і т.п.

Для підтримки порядку в районах затоплення, на шляхах евакуації населення й у місцях його зосередження, на маршрутах руху сил, а також на автомобільних і залізничних шляхах організовується комендантська служба. Крім того, у зонах затоплення і місцях зосередження евакуйованого населення організовується охорона громадського порядку, яка гарантує безпеку людей, захист державного й особистого майна.

Урагани, володіючи великою руйнівною силою, можуть задати населенню і народному господарству серйозних матеріальних збитків і нерідко призводять до загибелі людей. Виникають вони в результаті різкого порушення рівноваги в атмосфері, що виявляється в незвичайних умовах циркуляції повітря.

При ураганах обриваються електричні проводи на опорах, порушується телефонний і телеграфний зв'язок, зриваються покрівлі з житлових будинків, виробничих будинків і тваринницьких ферм, виникають різні пошкодження, аварії, пожежі.

У зонах ураганів у період їх виникнення за вказівками органів влади оповіщається населення і приводяться до готовності формування, виділені для

ліквідації наслідків стихійних лих.

Командири військових частин і формувань ЦО, одержавши завдання, виводять підлеглі їм сили до об'єктів робіт; по прибутті в потерпілі від урагану райони організовують порятунок людей, надання потерпілим медичної допомоги і їх евакуацію, локалізацію і гасіння пожеж, а також роботи з усунення аварій і ушкоджень на комунально-енергетичних мережах і лініях зв'язку та з розчищення завалів вулиць і доріг. Відновлення комунально-енергетичних мереж, ліній зв'язку й інших об'єктів організовують відповідні відомства, що мають свої спеціальні ремонтні органи; при великих обсягах робіт можуть використовуватися аварійно-відбудовні й аварійно-технічні формування.

Зсуви можуть спричиняти великі руйнування. Виникають вони через порушення рівноваги порід, викликаного збільшенням крутизни схилу в результаті вимивання його основи морським прибоєм, течією річки, ослаблення міцності порід від вивітрювання чи надмірного зволоження атмосферними опадами або підземними водами, а також під впливом зовнішніх сил, особливо сейсмічних поштовхів. Зсуви можуть бути викликані і проведенням будівельних робіт без належного урахування геологічних умов місцевості.

Заходи для попередження зсувів і боротьба з ними здійснюються в залежності від факторів, які ці зсуви викликають. До таких заходів відносяться: будівництво споруд, які укріплюють берег проти підмивання схилів; обладнання дренажних споруд по перехопленню і відведенню підземних вод; вириття каналів для поверхневого водостоку, улаштування підпірних стінок різних конструкцій; зміцнення схилів рослинністю і насамперед — лісопосадками.

Роботи з проведення протизсувних заходів ведуться дорожньо-будівельними й іншими спеціалізованими організаціями, до їх виконання при необхідності можуть залучатися команди механізації робіт та інші формування ЦО. Дійовим засобом у зсувних районах є встановлення

постійного спостереження за обстановкою. Про початок переміщення порід негайно оповіщається населення й організації прилеглих районів. Приводяться у готовність необхідні сили і засоби, здійснюється евакуація людей, вивозяться з небезпечної зони матеріальні цінності.

Для ліквідації наслідків зсувів залучаються зведені загони та команди, зведені загони і команди механізації робіт, деякі формування служб. Можуть використовуватися і військові частини.

Рятувальні роботи в районах, де відбулися зсуви і обвали, полягають у пошуку і витягуванні людей з-під завалів, наданні їм першої медичної допомоги та евакуації в стаціонарні лікувальні установи. Одночасно влаштовуються проїзди в завалах, локалізуються і гасяться пожежі, ліквідуються аварії на газових і енергетичних мережах. Після зупинки зсуву проводиться ремонт і відновлення доріг, мостів, ліній і засобів зв'язку, розчищення вулиць від завалів. Землетруси відбуваються звичайно раптово, що може представляти дуже велику небезпеку. Переважна більшість їх відноситься до слабких і не викликає негативних наслідків, однак чимало буває і сильних, руйнівних землетрусів, які заподіюють численні лиха. Землетруси можуть стати причиною гірських і сніжних обвалів, які руйнують на своєму шляху ділянки доріг, мости через водні перешкоди та населені пункти.

Щоб уникнути руйнівних наслідків у районах загрози, де можливі поштовхи силою 7 і більше балів (за 12-бальною шкалою), будуються сейсмостійкі житлові будівлі, промислові будівлі й інші об'єкти та споруди. Для додання будинкам стійкості використовуються високоякісні матеріали, застосовуються особливі антисейсмічні конструкції, не допускається використання надто важких деталей, обмежується поверховість житлових будинків, ставляться підвищені вимоги до якості будівельних робіт. У містобудуванні переважає просторе планування, яке забезпечує наявність достатніх розривів між будинками, широких вулиць і проїздів. Вживаються заходи щодо підвищення сейсмостійкості підземних інженерних комунікацій,

а також до посилення протипожежної безпеки.

При ліквідації наслідків землетрусів у постраждалих містах і на ОГ рішенням органів влади чи надзвичайних комісій для проведення рятувальних робіт, локалізації і ліквідації аварій на комунально-енергетичних мережах і гасіння пожеж залучаються спеціалізовані формування відомств, формування ЦО міст і районів, військові частини. Найбільш складні рятувальні й інші невідкладні роботи виконують військові частини ЦО, зведені загони і зведені загони механізації робіт, а також формування служб (спеціальні формування) різного призначення і, у першу чергу, аварійно-технічні й медичні.

Склад і дії сил при ліквідації наслідків землетрусів визначаються характером і обсягом руйнувань. Успіх багато в чому залежить від повноти і своєчасності одержання розвідувальних даних. Розвідка повинна установити характер руйнувань будівель і споруд, місцезнаходження і стан постраждалого населення, яке опинилося під завалами чи в частково зруйнованих будівлях і спорудах, ступінь пошкодження комунально-енергетичних мереж, визначити зони суцільних пожеж, можливість їх розвитку, а також розвідати шляхи підходу до об'єктів робіт. Ведеться вона розвідувальними підрозділами військових частин ЦО і розвідувальними формуваннями різного призначення, при цьому використовується інформація від органів МВС й інших відомств. Для визначення санітарно-епідемічного стану району землетрусу, виявлення кількості і стану потерпілих, установлення можливості розгортання медичних формувань і визначення потрібної кількості медичних сил проводиться медична розвідка.

Після одержання даних про обстановку і її оцінки уточнюються необхідні для ведення РІНР сили і засоби, їх завдання, створюються угруповання сил.

Виходячи з характеру забудови, наявності транспортних магістралей та інших місцевих умов, а головне — з характеру руйнувань, територія постраждалого міста (району) розбивається на ділянки й об'єкти ведення рятувальних робіт.

Швидке висування сил є одним з вирішальних факторів, що забезпечують успішність проведення рятувальних робіт. Але на шляху можуть зустрічатися різні перешкоди, завали, зруйновані мости, вогнища пожеж та інші перешкоди. Тому необхідно передбачити всі засоби забезпечення руху сил ЦО у вогнищах землетрусів. Чимале значення має порядок уведення техніки в зону руйнувань. У першу чергу підготовляються шляхи для пропуску гусеничних машин, а потім колісного транспорту. Висування їх слід здійснювати по декількох маршрутах, щоб не знижувати мобільність колон і не допускати розтягування. На кожен маршрут висилаються формування чи підрозділи розвідки і загони забезпечення руху, підсилені протипожежними підрозділами і санітарними дружинами.

В результаті землетрусу основна маса о.с. формувань загального призначення і спеціальних формувань ЦО районів, які попали в зону лиха, може виявитися в зонах руйнувань і сама буде потребувати допомоги. Тому можливо, що спочатку рятувальні роботи доведеться проводити на ОГ і в жилих кварталах обмеженими силами і засобами. У таких умовах першочерговими роботами повинні бути виявлення і витягування людей із зруйнованих будинків, з-під завалів, надання їм першої медичної допомоги й евакуація тих, хто потребує лікування, в медичні установи, а також улаштування людей, що залишилися без домівок. Рятування людей організовується в першу чергу з тих будинків, яким загрожують затоплення, пожежі, обвали. Лікарська допомога потерпілим здійснюється в загонах першої медичної допомоги, на медичних пунктах військових частин ЦО й у лікувальних установах, які збереглися. Потім їх вивозять у заміську зону або в лікарні сусідніх міст. Здійснення інших невідкладних робіт припускає в першу чергу усунення тих аварій на комунально-енергетичних і технологічних мережах, що створюють безпосередню загрозу для життя людей і насамперед аварій на комунікаціях зі СДОР. При ліквідації аварій на газопроводах негайно повинна бути припинена подача газу в мережу. Аварії на водопроводі, що проходить поблизу будівель і споруд, можуть спричинити затоплення;

пошкоджені ділянки якомога швидше відключаються. В міру прибуття військових частин і формувань із сусідніх районів, міст і областей сили будуть наростати і фронт робіт збільшиться. Але прибуваючі з інших місць не знають особливостей ділянок і об'єктів, на яких їм потрібно буде працювати. Щоб уникнути збільшення строків виконання рятувальних робіт і ускладнень у їх організації, необхідно безперервно вести розвідку, дані якої дозволяли б знати обстановку, і вчасно, з достатньою повнотою ставити завдання прибуваючим у район землетрусу військовим частинам і формуванням. Рятувальні роботи звичайно ведуться у важких і небезпечних умовах, тому о. с. військових частин і формувань повинен знати і суворо дотримуватись заходів безпеки. Для наведення і підтримки порядку серед населення, яке опинилося в зоні землетрусу, організовується комендантська служба (ядром її є о. с. служби охорони громадського порядку), на основних маршрутах устанавлюються контрольно-пропускні пункти і вводиться патрулювання.

ВИСНОВКИ

На основі проведених можна зробити наступні висновки:

1. Існуючий механізм підйому має достатню міцність та довговічність при зміні вантажного пристрою та підвищення вантажопідйомності до 1000кг. З метою уніфікації і для серійного виробництва машини слід рекомендувати встановлення черв'ячного редуктора Ч100-25-52-1 натомість застосовуваного, дані якого наведені в табл.2.2

2. Розрахунки показують, що в приводі механізму повороту можливо встановити черв'ячний редуктор менших розмірів (редуктор Ч-80-25-52-3), що дозволить суттєво зменшити величину консолі ведучої шестерні відкритої передачі при встановленні зубчастого вінця на нижній обоймі ОПП. Подібна зміна конструкції привода суттєво покращує надійність роботи відкритої циліндричної передачі, підвищить міцність та довговічність вихідного валу редуктору та його підшипників.

3. Для забезпечення міцності та довговічності ОПП необхідна твердість доріжок кочення не нижче $HV = 350$ НВ. Слід враховувати доцільність зміни конструкції деталей ОПП в такому напрямку, яке дозволить безболісно сприймати радіальні навантаження, не порушуючи при цьому нормальні умови роботи відкритої передачі, кільцевого золотника і системи живлення гідромоторів механізмів. Крім того, зменшення кута тиску між кульками та обоймами ОПП значно знизить навантаження на тіла кочення і зубці зубчатої передачі в транспортному положенні машини.

4. Дослідження металоконструкції стріли екскаватора показало, що у всіх розрахункових перетинах зі збільшенням вантажопідйомності до 1000кг напруження не перевищує допустимих для сталі Ст.3 $[\sigma] = 180$ МПа. Міцність стріли забезпечена.

5. Розрахунки стріли на витривалість показали, що при заданих експлуатаційних умовах металоконструкція стріли буде працювати без втомних напружень. Витривалість стріли забезпечена.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. ДНАОП 0.00-1.03-02 Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Харків: „Форт”, 2002. – 416с.
2. Справочник по кранам в 2-х томах под общей редакцией д-ра техн. наук проф. М.М.Гохберга – Ленинград: Машиностроение, 1988
3. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лісяков А.Г. „Курсовое проектирование грузоподъемных машин” Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М., изд –во „Машиностроение”, 1971, 464 стр.
- 4.Павлов Н.Г. „Примеры расчётов кранов”. – Москва, Ленинград. „Машиностроение”, 1961, 304 стр.
5. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – 2-е изд., испр. и доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
6. Справочник по кранам в 2-х томах под общей редакцией проф. А.И.Дукельского – М. „Машгиз”, 1962
- 7.Бейзельман Р.Д., Ціпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб. и доп. М., „Машиностроение”, 1975, 572 стр.
8. Сборник статей №1 „Горнорудное и сталеплавильное производство” под. ред. Киселёва, изд ЦНИИТ Маш, 1959, 253 стр.
9. Журнал „Вестник машиностроения” №10, М., „Машиностроение” 1957
10. Абрамович И.И., Котельников Г.А. „Козлові крані общего назначения”, М., „Машиностроение”, 1983 -232 стр.
11. Богуславский П.Е., „Металлоконструкции грузоподъемных машин”, Машгиз, М-Л. 1957, 457 стр.
12. Мархель И.И. „Детали машин”, М., „Машиностроение”, 1986. - 448 стр.
13. Рохлин И.А. „Справочник конструктора-строителя”, М., „Машиностроение”, 1961, 357 стр.

14. Парницкий А.Б., Шабашов А.П., Мостовые краны общего назначения, Машгиз, М-Свердловск, 1955, 423 стр.
15. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Высшая школа, 1983. – 350с.
16. Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988.Т.1 – 536с.
17. Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988.Т.2 – 559с.
18. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко, В.С. Бондарев, Н.П. Колесник и др. – К.: Вища школа, 1978. – 576с.
19. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин – 3-е изд.перераб. и доп. – М.: машиностроение, 1971. – 464с.
20. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 572с.
21. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 520с.
22. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Грузоподъемные машины». – Запорожье: ЗМИ, 1982. – 52с.
23. СТП 15-96. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів. – Запоріжжя: ЗДТУ, 1996. – 36с.