

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ННІ «ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ»

Інформаційних технологій та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Будівельних і дорожніх машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана
на базі КрАЗ-255Б»

Виконав: здобувач вищої освіти,

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Підйомно-транспортні, дорожні,

(вид та назва ОП)

будівельні, меліоративні машини і
обладнання»

групи БМО-23мп

Юрій Горевий

(ім'я та прізвище)

Керівник Роман Кроль

(ім'я та прізвище)

Рецензент Микола Колісник

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ЄТКС, оцінка за національною шкалою)

Секретар ЕК

(підпис)

Володимир Пантелеєнко

(ім'я та прізвище)

Український державний університет науки і технологій
ННІ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

Факультет (відділення заочної та дуальної освіти) Інформаційних технологій та механічної інженерії

Кафедра Будівельних і дорожніх машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

Освітня програма ОПП «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання»

(вид та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри к.т.н., доцент

О.І. ГОЛУБЧЕНКО

“ ” 2024 року

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Горевий Юрій Вікторович

(ім'я та прізвище)

1. Тема проєкту «Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б»

керівник проєкту Кроль Роман Миколайович, к.т.н., доцент

(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від “ 03 ” жовтня 2024 року № 1241 - ст

2. Строк подання роботи до захисту 11 грудня 2024 року

3. Вихідні дані до проєкту 1. Технічна характеристика автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б. 2. Технічна документація автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б. 3. Вантажопідйомність максимальна 10 т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Зміст. Вступ. 1. Техніко - економічне обґрунтування теми кваліфікаційної роботи. 2. Розрахунок гакових підвісок нової конструкції. 3. Розрахунок механізму підйому вантажу автомобільного крана. 4. Гідропривід. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Розрахунок річного економічного ефекту. Висновок. Список використаних джерел. Додатки.

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

1. Патентний огляд. 2. Вид загальний. 3. Розрахункова схема підшипника. 4. Розрахункові залежності. 5. Підвіска гакова. 6. Механізм підйому вантажу. 7. Схема принципова гідравлічна. 8. Деталювання (2 арк.). 9. Охорона праці.

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Будівельні і дорожні машини	доц. Кроль Р.М.		
Деталі машин	доц. Кроль Р.М.		
Гідропривід	доц. Кроль Р.М.		
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	доц. Крекнін К.А.		
Економіка	доц. Грабовський І.С.		

7. Дата видачі завдання 07 жовтня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	Техніко – економічне обґрунтування теми кваліфікаційної роботи. Патентний огляд	16.10.2024	
2	Розрахунок гакових підвісок нової конструкції.	21.10.2024	
3	Розрахункова схема підшипника. Розрахункові залежності	30.10.2024	
4	Вид загальний	18.11.2024	
5	Розрахунок механізму підйому вантажу автомобільного крана	21.11.2024	
6	Підвіска гакова. Механізм підйому вантажу	22.11.2024	
7	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	25.11.2024	
8	Гідропривід. Схема принципова гідравлічна	28.11.2024	
9	Деталювання	29.11.2024	
10	Розрахунок річного економічного ефекту	02.12.2024	
11	Висновок	05.12.2024	
12	Список використаних джерел	09.12.2024	
13	Додатки	09.12.2024	
14	Підготовка доповіді	11.12.2024	

Здобувач вищої освіти _____ Юрій ГОРЕВИЙ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник проєкту _____ Роман КРОЛЬ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Зміст

	арк.
Вступ	6
1. Техніко-економічне обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.	8
1.1. Огляд і аналіз науково-технічної та патентної літератури.	8
1.2. Класифікація вантажопідійомних машин.	35
1.3. Схеми вантажопідійомних машин і механізмів.	37
1.4. Шляхи модернізації підшипникових вузлів вантажопідійомних і транспортуючих машин, запропонована конструкція гакової підвіски. ...	39
2. Розрахунок гакових підвісок нової конструкції.	49
2.1. Вибір і розрахунок гаку.	49
2.2. Вибір упорного підшипника для гаку.	52
2.3. Вибір блоків.	54
2.4. Вибір і розрахунок підшипників для блоків.	55
2.5. Розрахунок траверси.	56
2.6. Розрахунок сережки.	58
3. Розрахунок механізму підйому вантажу автомобільного крана.	62
3.1. Вибір каната.	62
3.2. Розрахунок діаметра, канатоємності та довжини барабана.	63
3.3. Розрахунок на міцність барабана.	64
3.4. Розрахунок на міцність вісі барабана.	67
3.5. Вибір підшипників вісі барабана.	68
4. Гідропривід.	72
4.1. Опис схеми гідравлічної системи крана.	72
4.1.1. Опис роботи гідросхеми.	75
4.1.2. Механізм блокування підвіски.	75
4.1.3. Механізм виносних опор.	76

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата			
Розробив		Горевий Ю.В.			Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б	Літ.	Аркуш
Перевірів		Кроль Р.М.					Аркушів
							4
							2
Н. Контр.		Мацевич І.М.				БМО-23мп	
Утверд.		Голубченко О.І.					

4.1.4. Механізм повороту.	77
4.1.5. Механізм висування секцій стріли.	78
4.1.6. Лебідка.	80
4.1.7. Механізм підйому стріли.	82
4.1.8. Привід компресора кондиціонера.	83
4.1.9. Пристрої безпеки.	83
4.1.10. Попереднє прогрівання робочої рідини.	84
4.1.11. Робота ручним насосом.	84
4.2. Розрахунок об'ємного гідроприводу механізму підйому вантажу автомобільного крана.	85
5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.	88
5.1. Техніка безпеки під час роботи і ремонту автомобільних кранів.	88
5.2. Розрахунок вантажної стійкості автомобільного крана.	96
6. Розрахунок річного економічного ефекту.	99
6.1. Виявлення призначення та області застосування нової техніки.	99
6.2. Вибір базового варіанта.	99
6.3. Виявлення конструктивно-експлуатаційних особливостей нової техніки.	99
6.4. Визначення річної продуктивності автомобільного крана.	99
6.5. Таблиці вихідних даних для виконання економічних розрахунків.	101
Висновок	104
Список використаних джерел	105
Додатки.	107

Вступ

Вантажопідйомні та транспортуючі машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, оскільки за їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів та допоміжних робіт. У потокових і автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин якісно зросла, і вони стали органічною частиною технологічного обладнання, а їх вплив на техніко-економічні показники підприємства став дуже істотним.

У рішеннях уряду вказується: «Збільшити виробництво прогресивних засобів механізації підйомно-транспортних, вантажно-розвантажувальних та складських робіт, у тому числі вантажопідйомних машин з дистанційним та програмним управлінням, підвісних конвеєрів з автоматичним адресуванням вантажів та автоматизованого обладнання для складів»...«Ширше впроваджувати безперервні види транспорту - конвеєрний, трубопровідний, у тому числі пневмоконтейнерний, та канатно-підвісний». Збільшення продуктивності та покращення техніко-економічних показників підйомно-транспортних машин, підвищення їх міцності, надійності та довговічності нерозривно пов'язане із застосуванням новітніх методів розрахунку та конструювання.

При проектуванні необхідно аналізувати умови роботи, складати кінематичні схеми механізмів, правильно компонувати машини, обчислювати навантаження, які діють елементи машин, визначати продуктивність машин, потужність приводів, розраховувати на міцність і довговічність металоконструкцію, дослідити оптимальні параметри машини та окремих її вузлів, визначати техніко-економічну ефективність застосування обраного комплексу обладнання.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						6	2
					БМО-23мн		

Ціль даної кваліфікаційної роботи модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б за рахунок модернізації підшипникових вузлів гакової підвіски.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- виконати огляд й аналіз конструктивних рішень гакових підвісок вантажопідйомних машин;
- розробити конструктивне рішення гакової підвіски;
- виконати розрахунок гакової підвісок запропонованої конструкції;
- виконати розрахунок механізму підйому вантажу автомобільного крана;
- розробити складальні креслення основних вузлів механізму підйому вантажу автомобільного крана;
- оцінити економічну ефективність автомобільного крана з модернізованим механізмом підйому вантажу.

1. Техніко-економічне обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

1.1. Огляд і аналіз науково-технічної та патентної літератури

Гакова підвіска *по авторському свідоцтву № 17139* автори Калайджан О. С., Маланчин А.М., Бессонов О.Г., Гевко Р.Б., Мартиненко В.Я., Хлопась С.Ф. за мету якої покладена задача вдосконалення конструкції гакової підвіски, в якій введення зубчатих передач між шестернею, розташованою на основному блоці і привідною шестернею, що має можливість осьового зміщення при різнонаправленому русі і взаємодії з фрикційно-стопорним механізмом, забезпечує гарантоване самогальмування і фіксацію положення вантажу в будь-якому положенні і за рахунок цього підвищується надійність і довговічність гакової підвіски, розширюються її технологічні можливості.

Вказана задача досягається за рахунок того, що в гаковій підвісці, що складається із корпусу, виконаного з бокових пластин між якими встановлений основний та допоміжний блоки, охоплені канатами, траверси, на яких розташовані гаки, згідно винаходу вводиться те, що канат з одного боку закріплений на корпусі, охоплює допоміжний блок, а з іншого боку закріплений і навитий на зовнішню поверхню основного блоку, на якому розташована шестерня, що входить в зачеплення через проміжні, з привідною шестернею, з'єднаною валом з привідною ручкою, причому привідна шестерня розташована на різьбовому валі, а її торцева поверхня взаємодіє з фрикційною поверхнею храпового механізму фіксації, виконаного з бокових фрикційних дисків, що взаємодіє з шарнірно розташованою підпружиненою собачкою.

На **рисунку 1.1** зображена гакова підвіска; на **рисунку 1.2** – перетин по А - А; на **рисунку 1.3** – зображення привідної шестерні з фрикційним механізмом фіксації; на **рисунку 1.4** – храповий механізм фіксації.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						8	41
					БМО-23мн		

Гакова підвіска складається з корпусу, виконаного з бокових пластин 1, між якими на центральній осі 2 встановлений блок 3. На блоці 3 закріплений навитий канат 4, який охоплюючи допоміжний блок 5, що розташований на осі 6, з іншого боку прикріплений до корпусу 1, за допомогою пальця 7. На протилежних сторонах, відносно центральної осі гакової підвіски, на траверсах 8 і 9 закріплені гаки 10 і 11. На осі 2 розташована шестерня 12, яка жорстко з'єднана з основним блоком 3 і входить в зачеплення з привідною шестернею 13 через проміжний блок шестерень 14. Привідна шестерня 14 розташована на різьбовій частині валу 15 на вихідному кінці якого закріплена привідна ручка 16. Вал 15 розташований між пластинами 1. Торцева поверхня привідної шестерні 14 взаємодіє з фрикційною поверхнею храпового механізму фіксації, виконаного з бокових фрикційних дисків 17, між якими розташований зубчатий диск 18 похилі зуби 19 якого виконані по окружній поверхні і контактують з підпружиненою собачкою 20.

Гакова підвіска працює наступним чином.

Попередньо закріплюють один з гаків, наприклад 10, за основу, а інший її за вантаж. Далі ручкою 16 починають провертати привідну шестерню 13. Оскільки шестерня знаходиться на різьбовому валі 15 (з лівим напрямком різьбового витка), то при його обертанні шестерня 13 зміщується в ліву сторону. Таке зміщення шестерні 13 забезпечує розмикання фрикційного зв'язку з зубчатим диском 18. Провертаючись, шестерня 13 за допомогою блоку шестерень 15 приводить в рух шестерню 12 і відповідно основний блок 3, який обертаючись накручує на себе канат 4. Це в свою чергу забезпечує зближення між собою двох гаків 10 і 11 і відповідно підймання вантажу. Для забезпечення піднімання вантажу без особливих зусиль передавальне число знаходиться в межах 8 - 14. При підйомі вантажу до необхідної висоти перестають провертати ручку 16. В цьому випадку під дією вантажу шестерня 13 намагається провертатись в протилежну сторону, що спричиняє її осьове зміщення на валу

15 в сторону фрикційних дисків 17. Диски 17 замикають зубчатий диск 18. Таким чином, подальше обертання шестерні 13 дисків 17 і 18 можливе тільки разом. Однак таке обертання стопориться собачкою 20, яка дозволяє обертання тільки в одному напрямку.

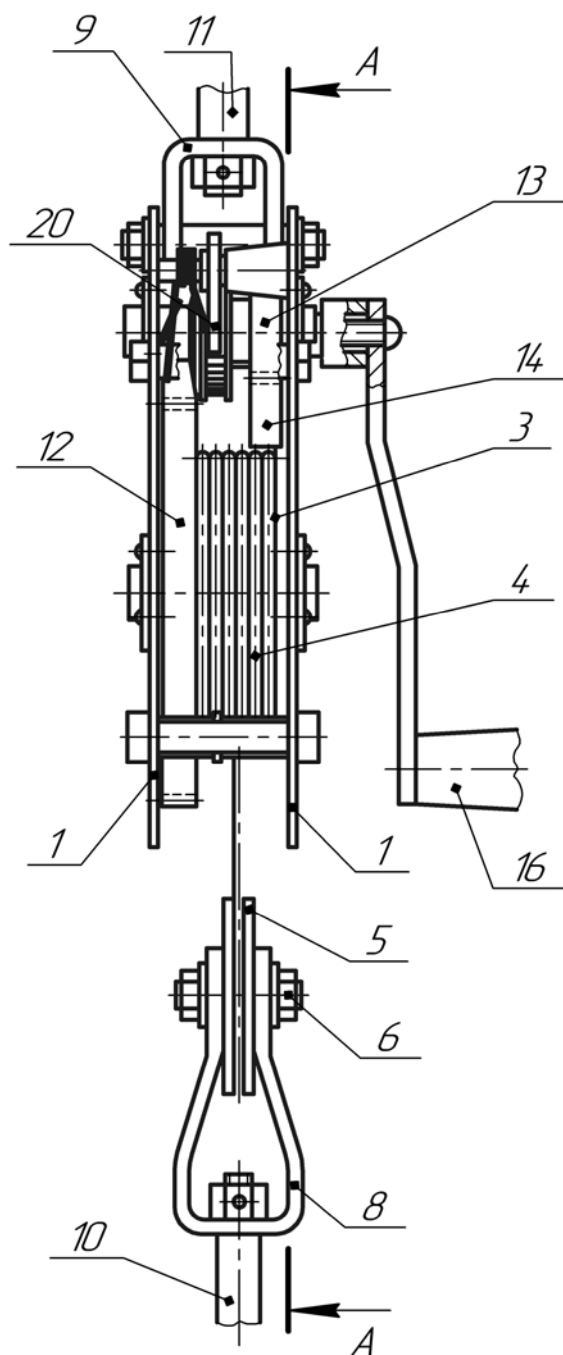


Рис. 1.1. Гакова підвіска

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

10

Важливим моментом процесу самогальмування є той факт, що при збільшенні ваги вантажу, при його фіксації в необхідному положенні, збільшується і сила стискування зубчатого диска 18 фрикційними, оскільки на шестерню 13 буде діяти більше зусилля.

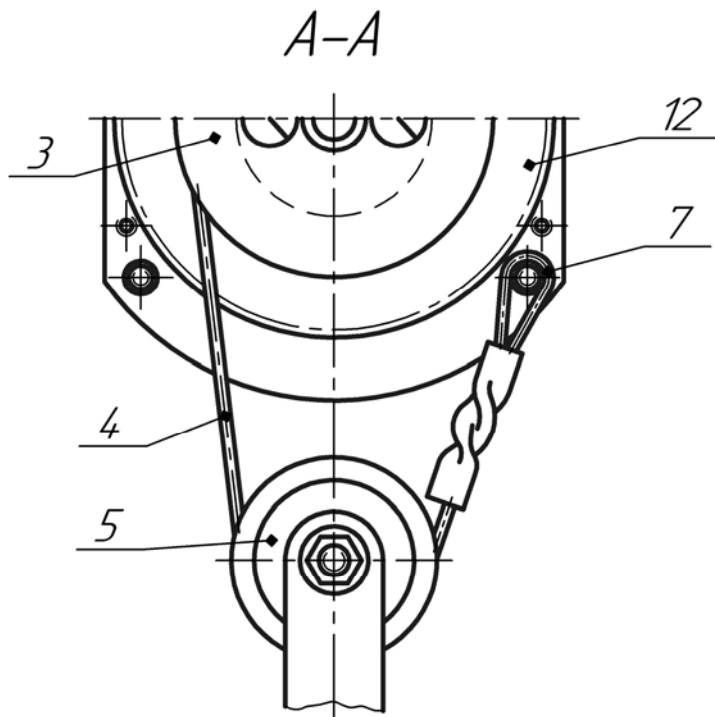


Рис. 1.2. Перетин А-А

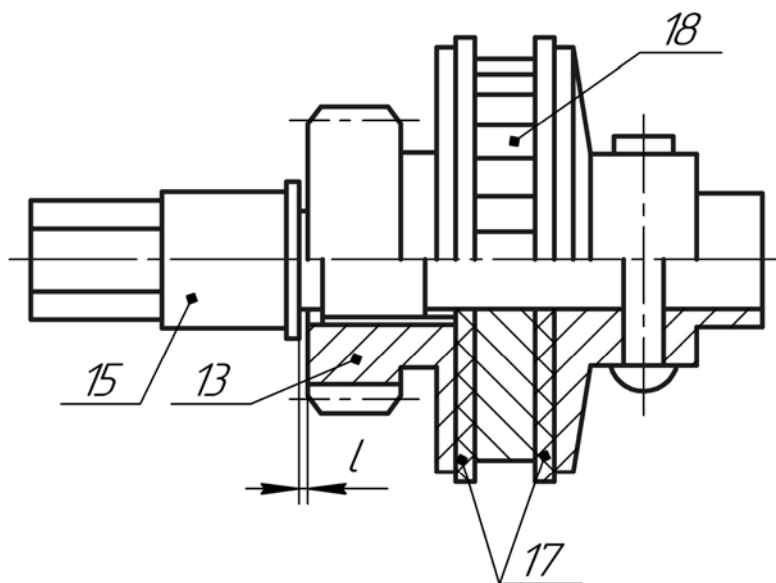


Рис. 1.3. Привідна шестерня з фрикційним механізмом фіксації

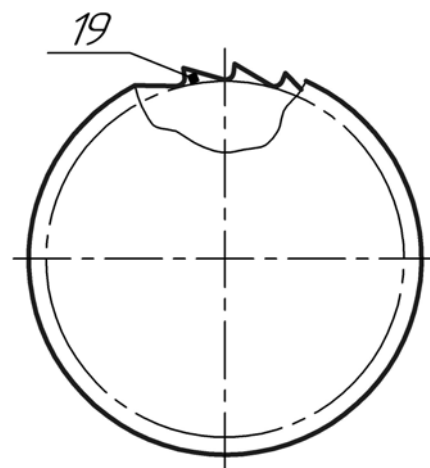


Рис. 1.4. Фрикційний механізм фіксації (зубчатий диск з похилими зубцями)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

11

Дана гакова підвіска може бути ефективно застосована для піднімання різноманітних вантажів, наприклад при ремонті і зніманні двигунів з автомобілів.

Гакова підвіска *по авторському свідоцтву № 28879* автори Хмара Л.А., Шевченко А.Ф., Колісник М.П., Соколов І.А. в основу винаходу поставлене завдання удосконалення гакової підвіски, в якій за рахунок особливостей виконання її несучих елементів підвищується ефективність гасіння коливань при різній масі вантажу на гаку, що дозволяє створити сприятливі умови роботи обслуговуючому персоналу, збільшити строк служби вантажопідйомної машини, підвищити її продуктивність і надійність.

Поставлене завдання вирішується тим, що в гаковій підвісці, що має захватний орган, несучі елементи, які створюють паралелограм, приєднуючі і направляючі елементи, поміж якими встановлено демпфер, згідно винаходу, несучі елементи виконані у вигляді сталених дротових канатів і укладених прошарками прогумованих стрічок, а величина кута α між горизонталлю і сторонами паралелограму у ненавантаженому стані знаходяться в межах $30^0 \leq \alpha \leq 45^0$. При куті $\alpha < 30^0$ різко збільшуються горизонтальні зусилля, що виключає на першому етапі при мінімальних навантаженнях роботу прогумованих ременів і призводить до необхідності збільшення жорсткості демпфера. Величина кута $\alpha = 45^0$ в ненавантаженому стані прийнята, виходячи із умов забезпечення ефективної роботи пристрою при граничних навантаженнях. При цьому відбувається почергове, по мірі збільшення навантаження на гаку, включення в роботу окремих прошарків прогумованої стрічки, сталених дротових канатів і демпфера, чим забезпечується ізоляція джерела вимушуючої сили від вантажопідйомної машини.

На **рисунку 1.5** зображено гакову підвіску, вид спереду; на **рисунку 1.6** – вид по стрільці А на **рисунку 1.5**; на **рисунку 1.7** – аксонометричний вид направляючої демпфера; на **рисунку 1.8** – переріз по Б-Б на **рисунку 1.6**.

Гакова підвіска має гак 1, з'єднаний з траверсою 2, до якої з обох боків симетрично повздовжньої осі гака 1 закріплені сталеві дротові канати 3 і прогумовані стрічки 4, які обгортають у верхній частині відповідно блоки 5 і барабан 6, а з боків - направляючі, які виконані, наприклад, у вигляді сегментів 7, між якими встановлено демпфер 8.

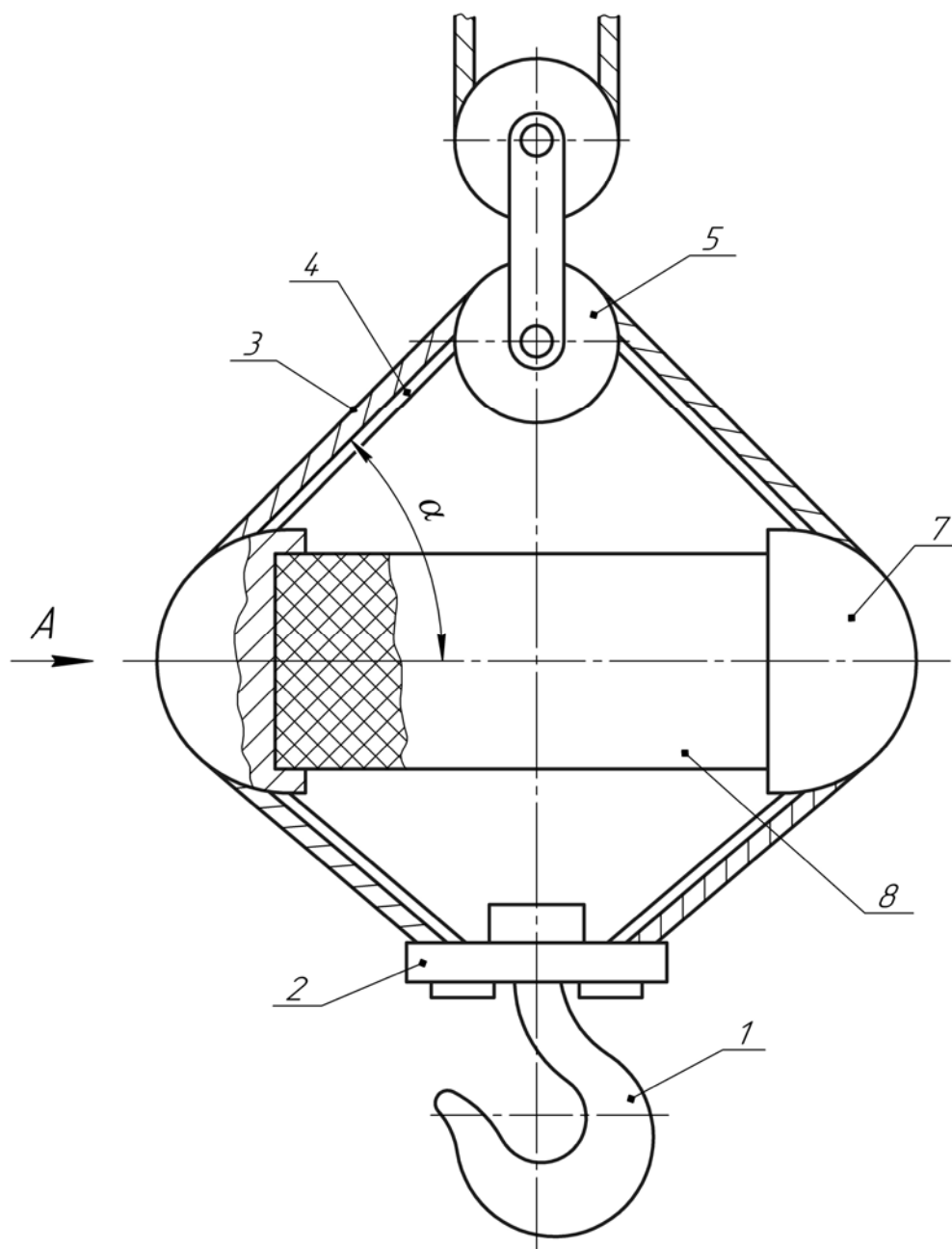


Рис. 1.5. Гакова підвіска, вид спереду

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

13

Вид А

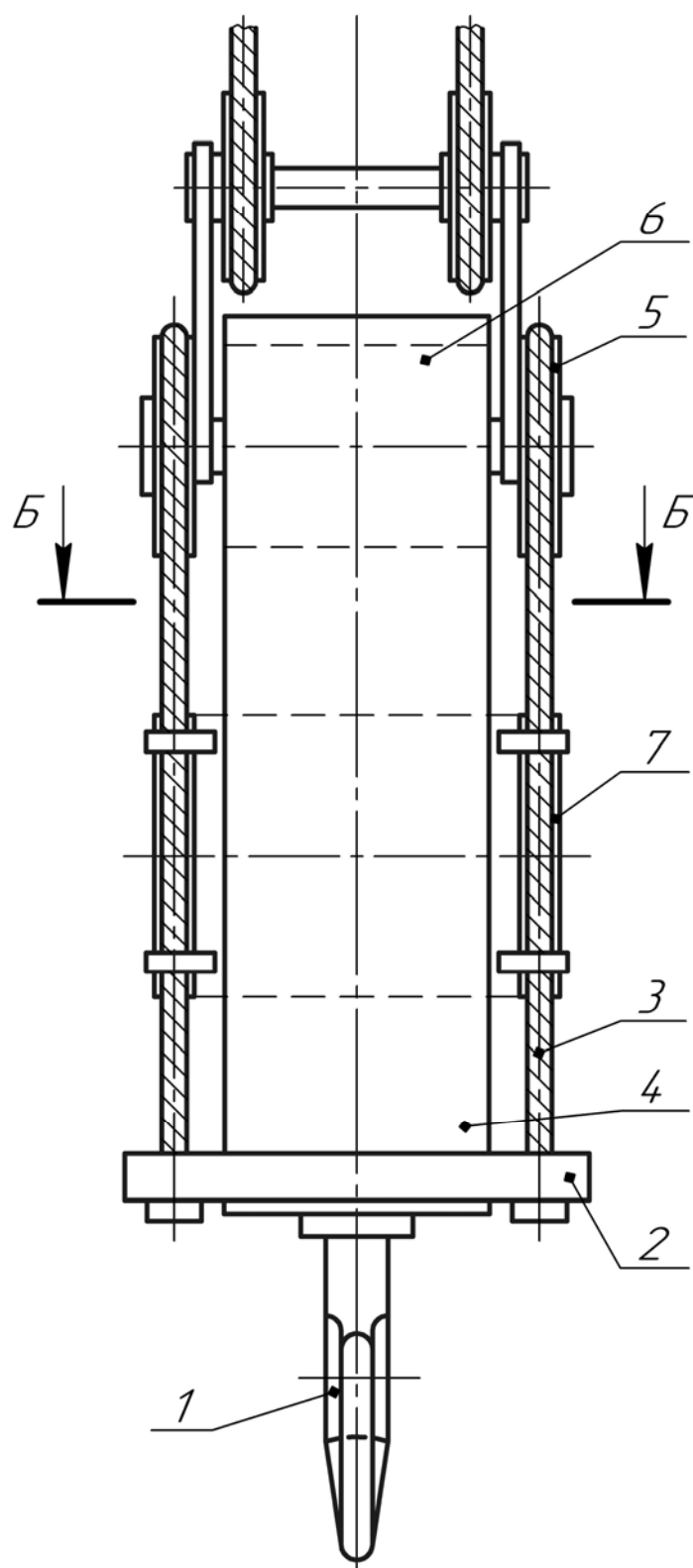


Рис. 1.6. Вид по стрільці А

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

14

Пристрій працює наступним чином.

Коливання, які передаються від джерела змушуючої сили (вібруючий вантаж, працюючий механізм підйому в перехідних режимах), передаються через гак 1, траверсу 2 першому внутрішньому прошарку стрічки 4, який під впливом маси вантажу на гаку 1 і динамічної складової гасить ці коливання за допомогою розсіяння енергії коливань силами внутрішнього тертя в стрічці, а також за рахунок збільшення часу прикладення навантаження до гаку 1. При подальшому збільшенні навантаження на гаку 1 в роботу послідовно включаються паралельно розташовані прошарки прогумованої стрічки з більшою жорсткістю з наступним передаванням навантаження сталевими дрововими канатами 3, які своїми вітками діють на направляючі сегменти 7, стискаючи демпфер 8. За рахунок сил внутрішнього тертя в демпфері 8 відбуваються значні додаткові втрати енергії джерела змушуючої сили при граничних навантаженнях на гаку 1, послаблюючи передачу її на конструкцію вантажопідйомної машини.

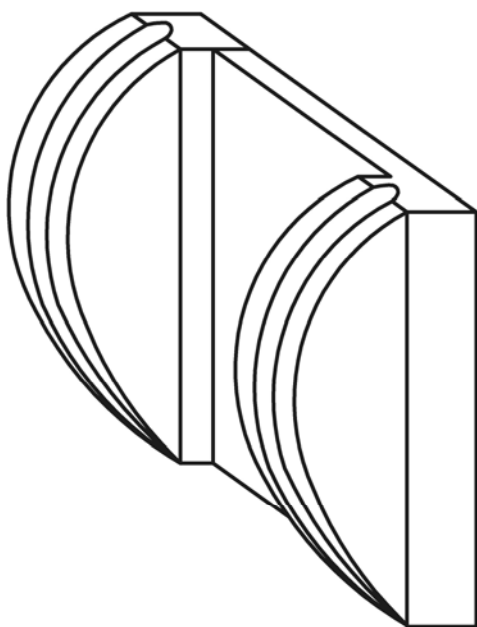


Рис. 1.7. Аксонометричний вид направляючої демпфера

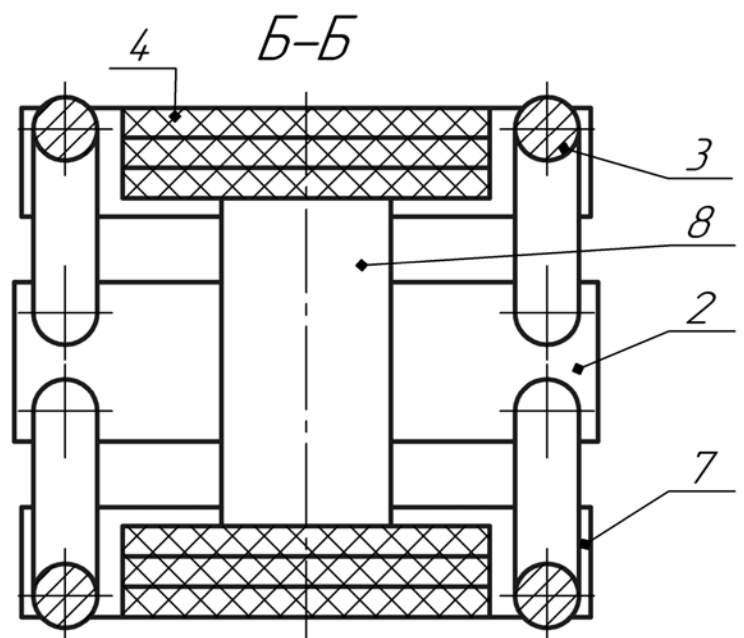


Рис. 1.8. Переріз по Б-Б на рисунку 1.6

Таким чином, пропонована гакова підвіска дозволяє значно знизити як рівень вібрацій, які передаються від вібраційного обладнання, так і рівень динамічних навантажень, які діють на кран при підйомі і опусканні вантажу. Це дозволить збільшити строк служби вантажопідйомної машини, підвищити її продуктивність, надійність і безпечність експлуатації.

Баштовий кран *по авторському свідоцтву № 100083* автори Ловеїкін В.С., Шумілов Г.В. в основу винаходу поставлено задачу удосконалення конструкції баштового крана, а саме механізму зміни вильоту вантажу та системи підйому вантажу, зменшення витрат енергії та часу на підіймання та переміщення вантажу.

Поставлена задача вирішується тим, що баштовий кран має механізм підйому вантажу, який містить додатковий барабан та противагу і механізм зміни вильоту вантажу, який містить додаткові обвідні блоки. Механізм підйому містить приводний механізм підйому, вантажний канат, противагу, гакову підвіску; влаштований таким чином, що приводний механізм, через муфту, барабан та канат, зв'язаний з противагою, яка при роботі механізму підйому рухається вздовж башти. При підйомі вантажу противага опускається, зменшуючи зусилля на підйом, а при опусканні вантажу противага підіймається. Механізм зміни вильоту складається з приводного механізму вантажної каретки, вантажної каретки, має канат вантажної каретки, запасований через двократний поліспасть, жорстко зв'язаний з кареткою.

На **рисунку 1.9** зображено загальну схему баштового крана; на **рисунку 1.10** – кінематична схема механізму підйому; на **рисунку 1.11** – кінематична схема механізму зміни вильоту вантажу.

Механізм підйому вантажу має приводний механізм 6, противагу 1, канат 2, барабан 3, муфту 4, барабан 5, канат 7, гакову підвіску 8. Механізм зміни вильоту вантажу складається з барабану 9, тягового канату 10, двократних поліспастів, жорстко зв'язаних з кареткою 11, 12 та каретки 13.

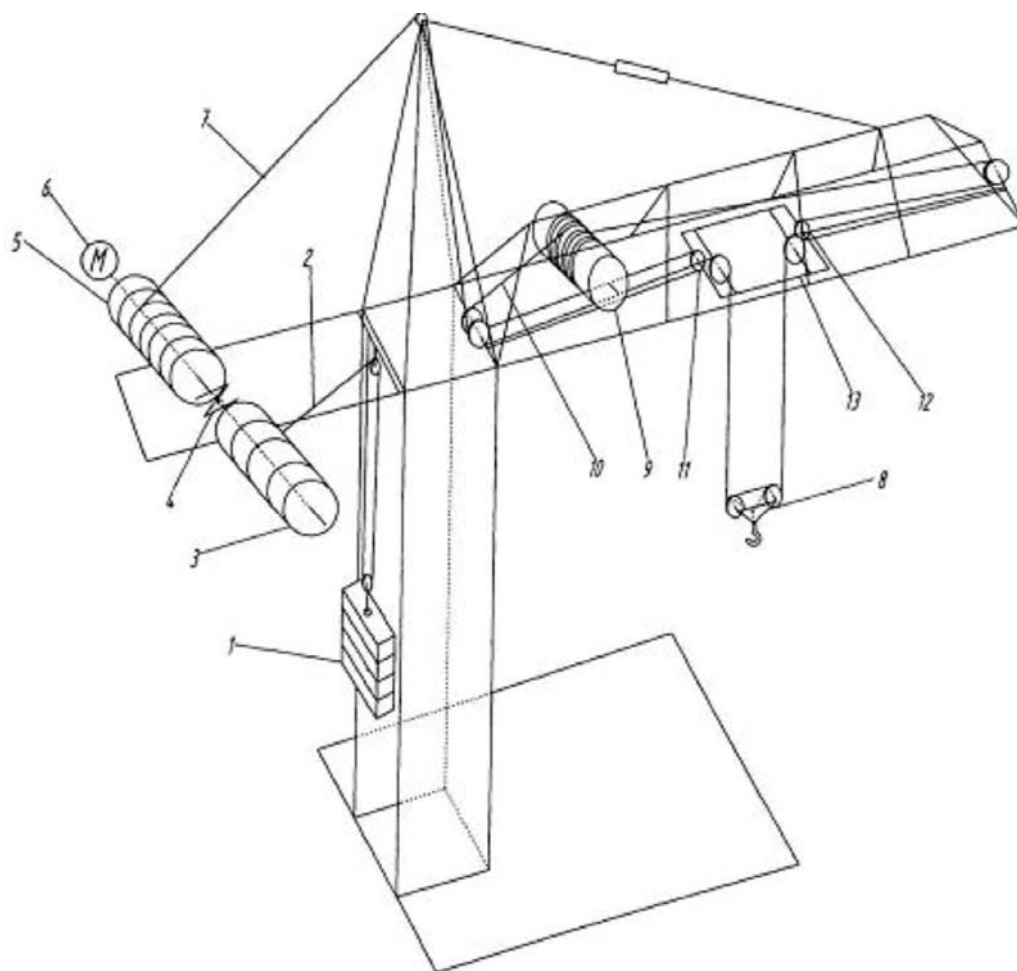


Рис. 1.9. Загальна схема баштового крана

Баштовий кран працює таким чином.

При піднятті вантажу (не показаний) гакова підвіска 8 перебуває в основі крана, а противага 1 у його оголовку. Противага 1 під дією сили тяжіння викликає на валу барабана 3 момент, спрямований у протилежну сторону від моменту на валу барабана 5, викликаного силою тяжіння вантажу. При включенні приводного механізму 6, на барабан 5 починає навиватися канат 7, вантаж починає підійматись; у той же час із барабана 3 змотується канат 2, опускаючи противагу 1. У такий спосіб потужність електродвигуна витрачається тільки на подолання різниці моментів, що виникають на валах барабанів 3 і 5.

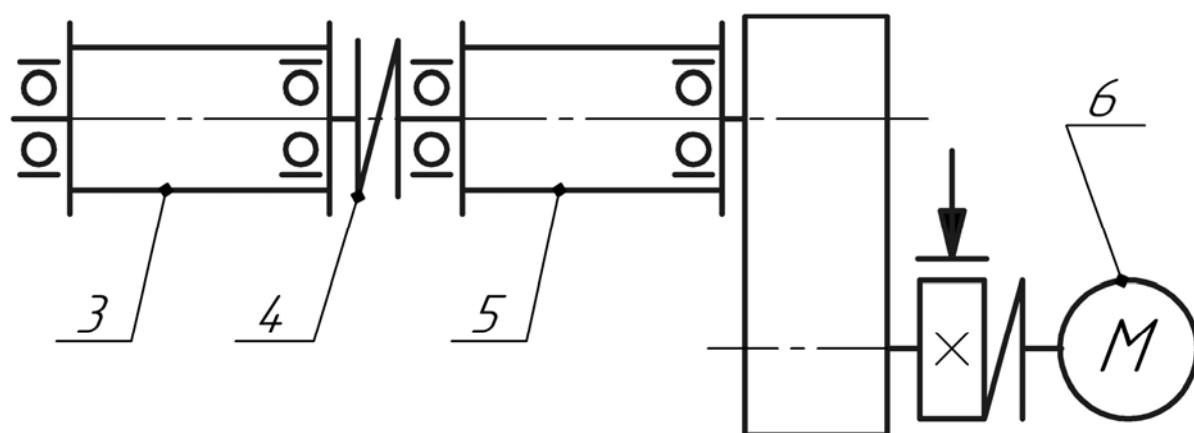
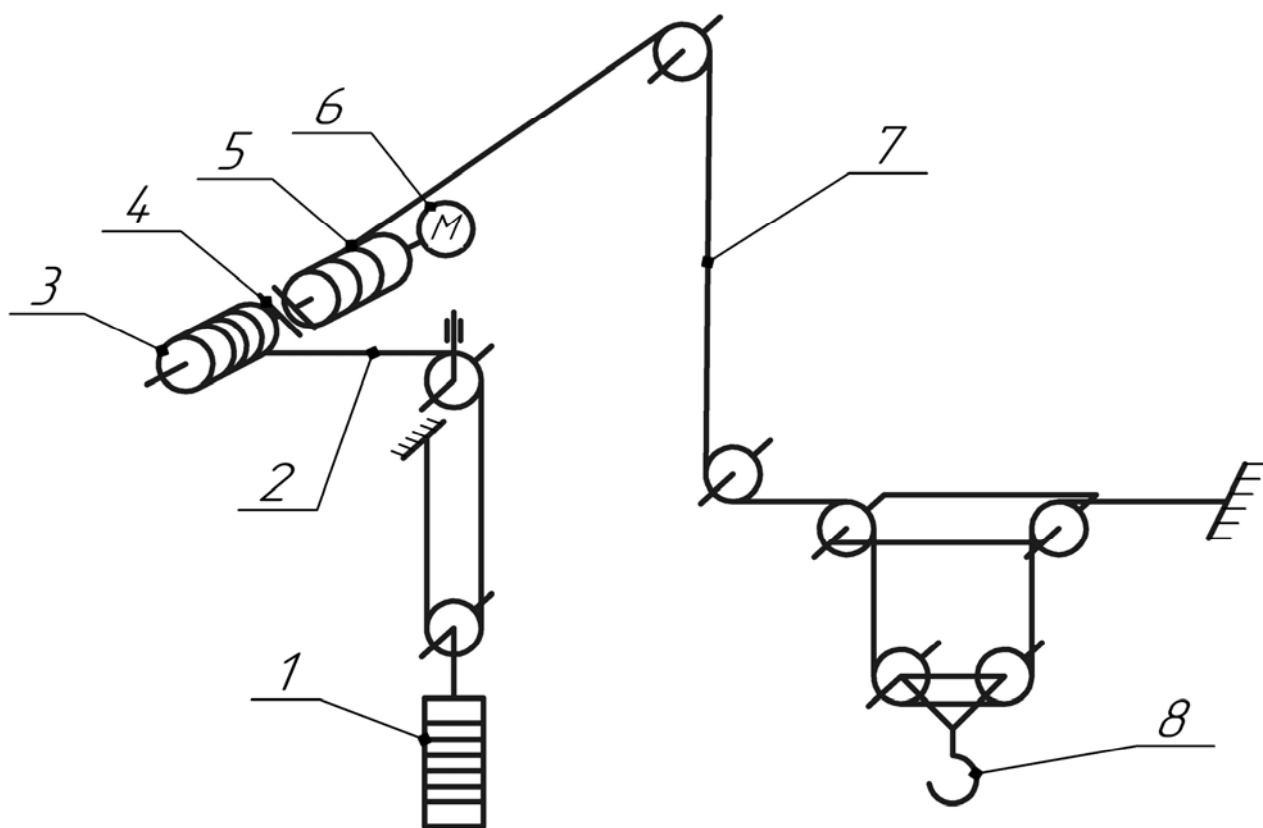


Рис. 1.10. Кінематична схема механізму підйому

При включенні приводного механізму 6 на опускання гакової підвіски 8 канат 7 починає змотуватися з барабана 5; одночасно канат 2 намотується на барабан 3, піднімаючи противагу 1. У цьому випадку потужність електродвигуна витрачається на підняття противаги 1.

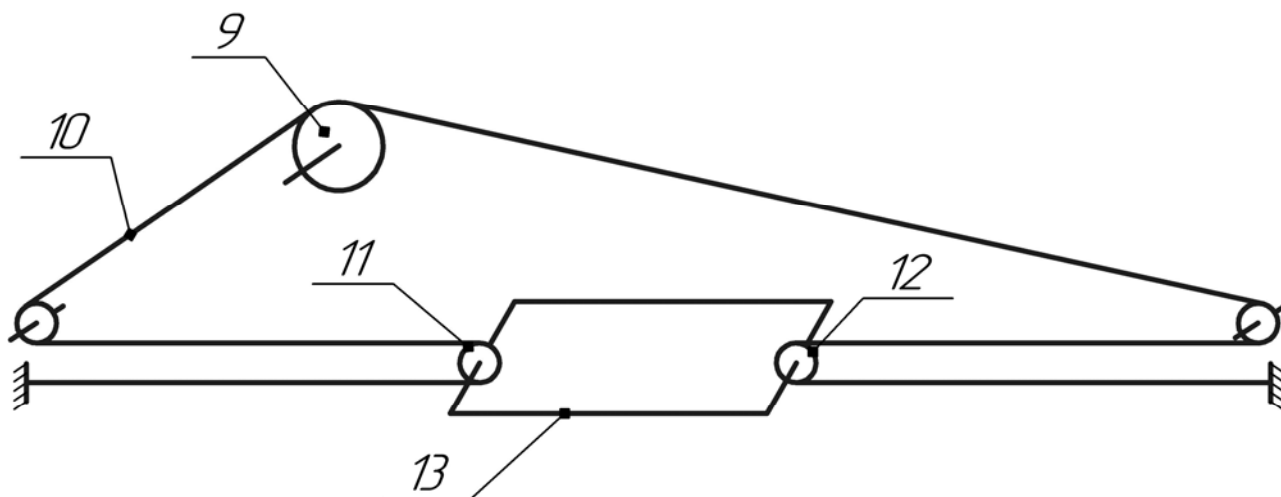


Рис. 1.11. Кінематична схема механізму зміни вильоту вантажу

Муфта 4 призначена для відключення барабана 3 від барабана 5, і використовується тільки в тих випадках, коли вага вантажу мізерно мала, у порівнянні з основною вантажопідйомністю.

При відключенні муфти 4 барабан 3 стопориться й противага 1 відіграє роль баласту, збільшуючи стійкість крана.

Маса противаги 1 складає половину від маси вантажу, таким чином можна використовувати двигун, потужністю вдвічі меншою, ніж необхідна для звичайного механізму підйому.

Для переміщення каретки 13 вздовж горизонтальної стріли вмикається приводний механізм вантажної каретки (не показаний). При обертанні барабана 9 одна гілка тягового каната 10 змотується з барабана 9, а інша намотується на нього, при цьому канат проходить через двократні поліспасти 11, 12, що розташовані на вантажній каретці 13.

Застосування запропонованого баштового крана порівняно з існуючими рішеннями дає змогу зменшити потужність двигунів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу, енерговитрати, збільшити стійкість та надійність крана, підвищити продуктивність.

Кранова демпфірувальна підвіска *по авторському свідоцтву № 10337* автори Шевченко А.Ф., Колісник М.П., Червоноштан А.Л. задачею запропонованої корисної моделі є спрощення конструкції і поліпшення експлуатаційних властивостей.

Поставлена задача досягається тим, що в крановій демпфірувальній підвісці, яка складається з корпусу із підпружиненим поршнем, відповідно до корисної моделі, поршень має на своїй циліндричній поверхні похилий дросельний проріз і розташований в осьовому отворі перегородки корпусу з можливістю вертикального переміщення, а привід поршня змонтований на його штоку, оснащеному вантажозахватним органом.

На **рисунку 1.12** зображений загальний вид кранової демпфірувальної підвіски у розрізі; **на рисунку 1.13** – фрагмент при поверненому на 90^0 поршні в розрізі; **на рисунку 1.14** – перетин А-А **на рисунку 1.13**.

Кранова демпфірувальна підвіска, містить корпус 1, заповнений робочою рідиною, кришки 2 із блоками 3. Усередині корпусу 1 розміщена похила перегородка А з осьовим отвором, у якому розташований поршень 5, що опирається на гвинтову пружину 6 і з'єднаний зі штоком 7. Поршень 5 має похилий дросельний проріз 8, а шток 7 обладнаний вантажозахватним органом 9 і приводом 10.

Працює кранова демпфірувальна підвіска наступним чином.

Під дією навантаження, прикладеного до вантажозахватного органа 9, шток 7 разом з поршнем 5, стискаючи пружину 6, рухається вниз. Робоча рідина перетікає через дросельний проріз зі штокової порожнини в поршневу, демпфіруючи коливання об'єкта. При рухові поршня нагору, гідравлічний потік рідини змінює свій напрямок. Кількість рідини яка рухається, буде залежати від положення прорізу 8 на поршні 5 відносно похилої перегородки, **на рисунку 1.12** воно відповідає мінімальному, а **на рисунку 1.13** – максимальному. Пропускна спроможність дросельного прорізу 8 регулюється поворотом поршня 5 за

допомогою приводу залежно від ваги вантажу на гаку.

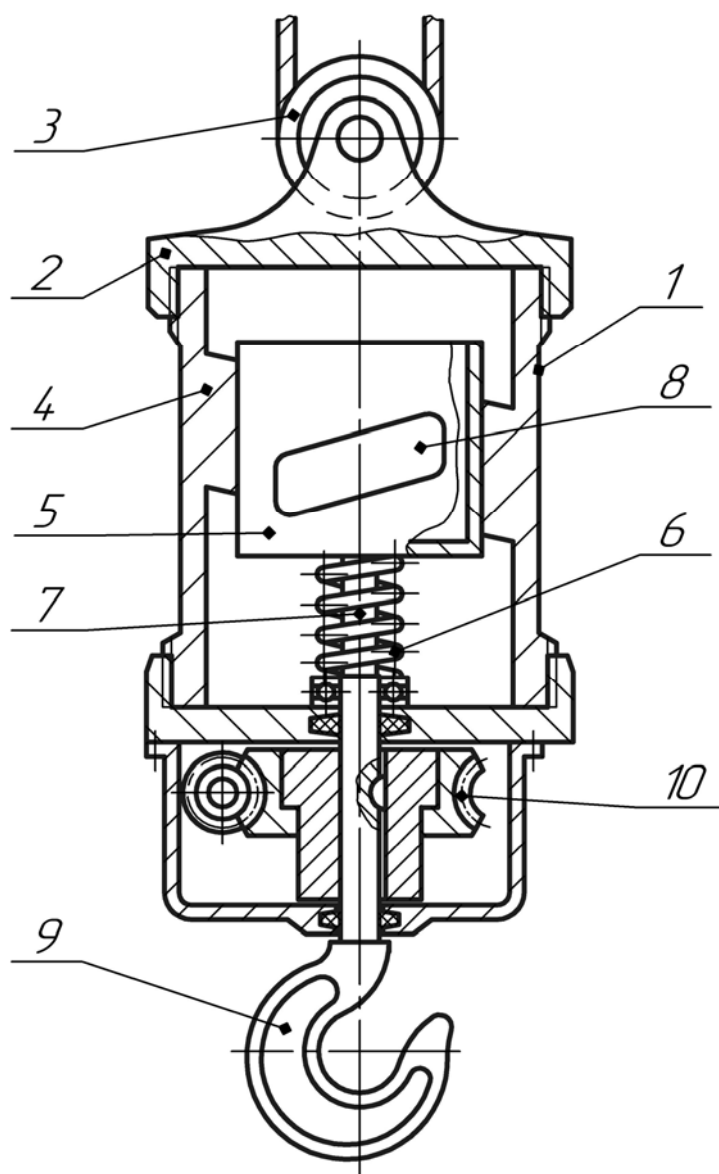


Рис. 1.12. Загальний вид кранової демпфувальної підвіски у розрізі

Застосування пропонуємого конструктивного рішення, дозволить спростити конструкцію кранової підвіски, поліпшити її експлуатаційні властивості, а також значно знизити динамічні навантаження, скоротити час і кількість циклів коливань конструкцій кранів у перехідних режимах роботи механізмів.

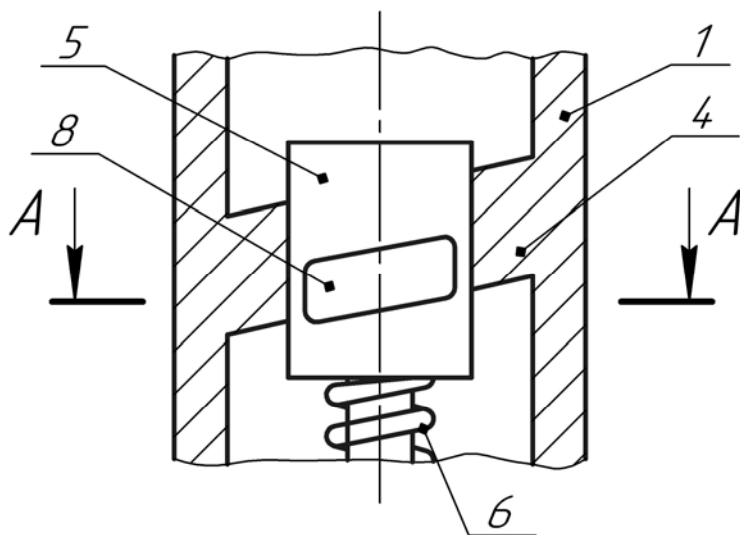


Рис. 1.13. Фрагмент при поверненому на 90^0
поршні в розрізі

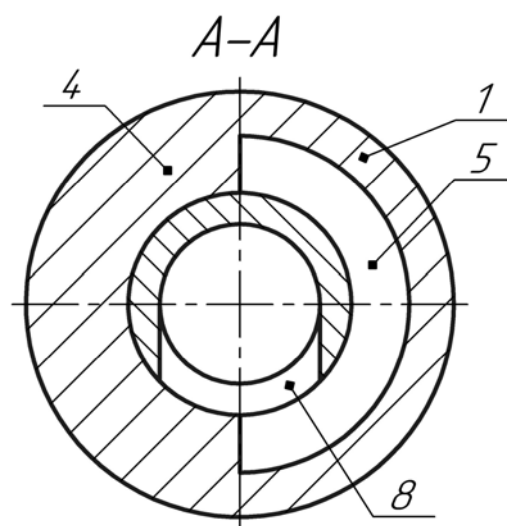


Рис. 1.14. Перетин А-А на
рисунку 1.13

Крюкова підвіска **по авторському свідоцтву № 2639** автори Пахомов В.А., Гусєв Ю.Б., Сушков Б.К. в основу винаходу поставлена задача створення крюкової підвіски, в якій завдяки розміщенню пальців, на котрих встановлені блоки підвіски, в площині повороту траверси забезпечується зменшення габаритів крюкової підвіски по висоті та за рахунок цього зниження трудомісткості виготовлення.

Для вирішення зазначеної задачі в крюковій підвісці, що містить дві паралельні щоки, приєднану до них із можливістю повороту щодо горизонтальної осі траверсу з вантажним гаком і з'єднаний з щоками палець з симетрично розміщеними на ньому відносно вертикальної осі підвіски блоками, згідно з пропонованим винаходом, палець виконаний з двох частин, а гакова підвіска забезпечена жорстко прикріпленими до щік, симетрично щодо вертикальної осі підвіски і перпендикулярно до них, принаймні двома парами вертикальних пластин з отворами, в яких розміщені кінці згаданих частин пальця, при цьому розташовані пальці в площині повороту траверси.

На рисунку 1.15 представлено загальний вид крюкової підвіски; **на рисунку 1.16** - вид по стрілці А **на рисунку 1.15**; **на рисунку 1.17** – вид по стрілці

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист
22

Б на рисунку 1.16; на рисунку 1.18 – перетин В-В на рисунку 1.16; на рисунку 1.19 – перетин Г-Г на рисунку 1.16; на рисунку 1.20 – перетин Д-Д на рисунку 1.17; на рисунку 1.21 – повернутий перетин Е-Е на рисунку 1.17.

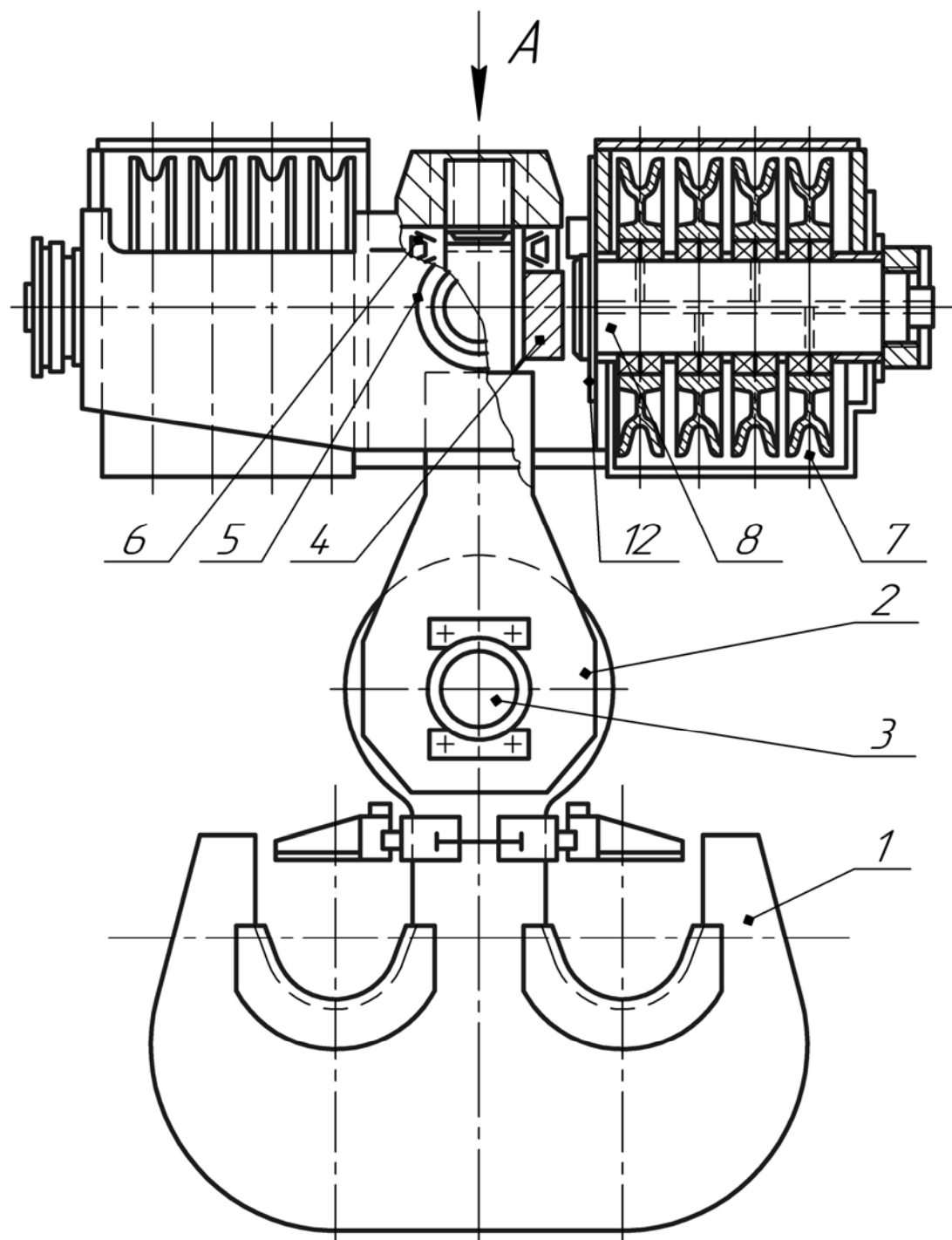


Рис. 1.15. Загальний вид крюкової підвіски

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

23

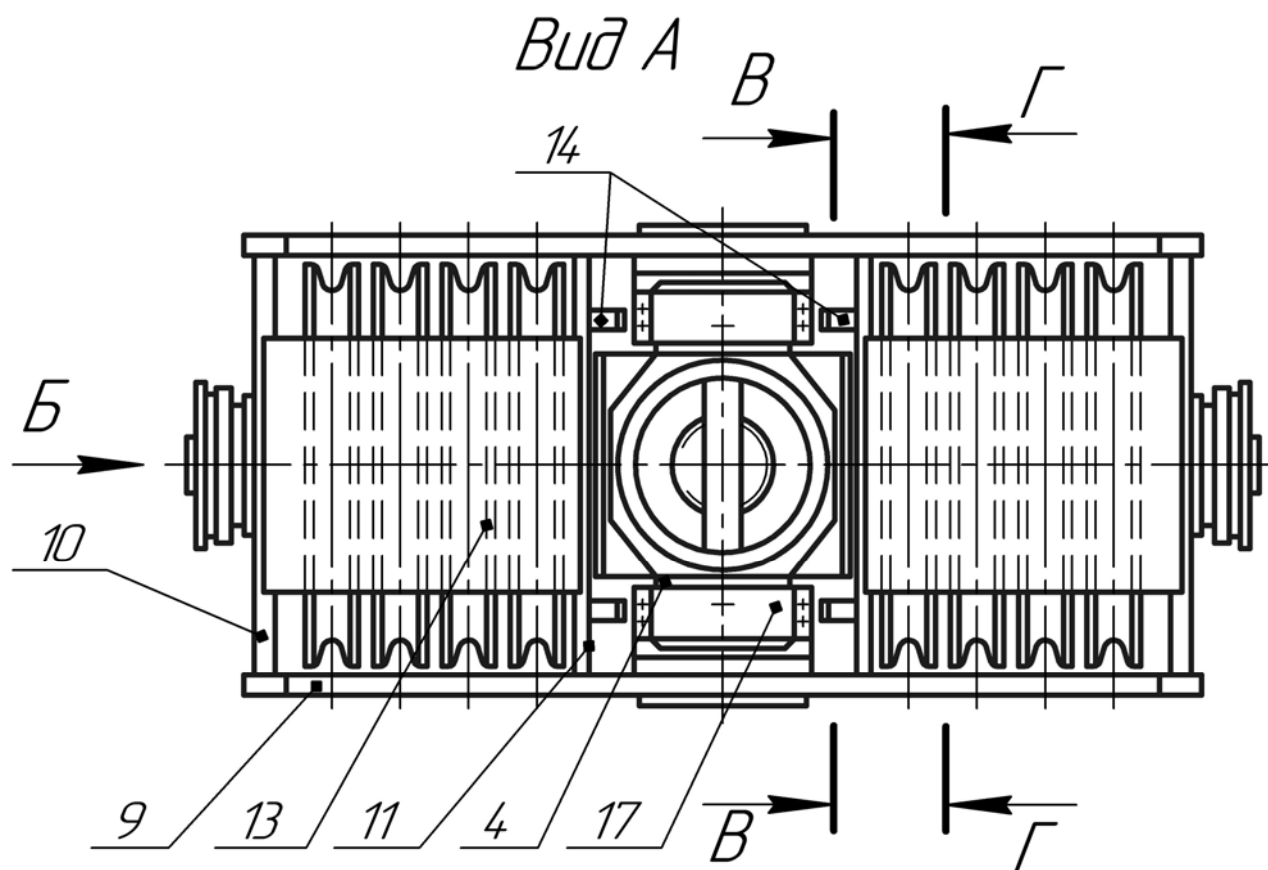


Рис. 1.16. Вид по стрілі А на рисунку 1.15

Крюкова підвіска містить гак 1. Гак 1 з'єднаний з петлею 2 за допомогою осі 3. Петля 2 проходить через траверсу 4, спирається на неї через упорний підшипник 5 і зафіксована за допомогою гайки 6. Вантажні канати (на кресленнях не показані) з'єднують гакову підвіску 7 з лебідкою крана. Блоки підвіски 7 розташовані симетрично щодо вертикальної осі підвіски і змонтовані на пальці 8, що складається з двох частин.

Металоконструкція крюкової підвіски виконана з листового металу у вигляді двох паралельно розташованих щік 9, з'єднаних по торцях і в середній частині вертикальними пластинами 10 і 11 з виконаними в них отворами 12, в яких розміщені кінці пальців 8. Блоки 7 змонтовані на пальцях 8. Торці і внутрішні вертикальні 11 пластини з'єднані листами 13. Для зменшення

довжини траверси 4 між внутрішніми вертикальними пластинами 11 встановлені поздовжні елементи 14 з пазами для установки опор 15. Пальці 8 з блоками 7 закріплені в отворах вертикальних 12 пластин 10 і 11 вісеутримувачами 16.

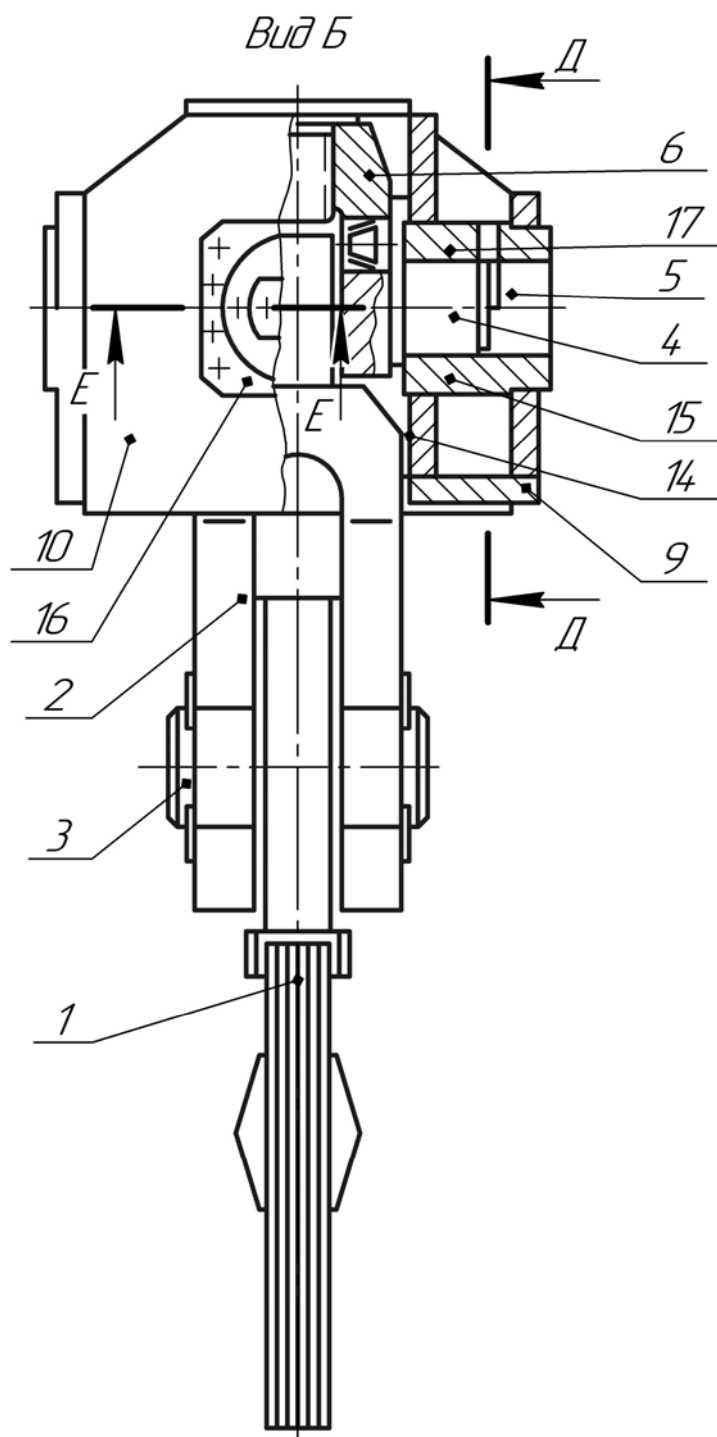


Рис. 1.17. Вид по стрілці Б на рисунку 1.16

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

25

Цапфи траверси 4 спираються на опори 15, виконані у вигляді циліндричних втулок, що жорстко входять в серединні частини по висоті паралельно розташованих щік 9 і елементів 14. В опорах 15 є виріз у місці поздовжнього елемента 14, який входять цапфи траверси 4 і закриваються. Осі пальців 8 розташовані в площині повороту траверси 4. Пальці 8 та траверса 4 взаємно перпендикулярні між собою. Щоки 9 та елементи 14 на ділянці між внутрішніми вертикальними пластинами 11 з'єднані перемичками 18.

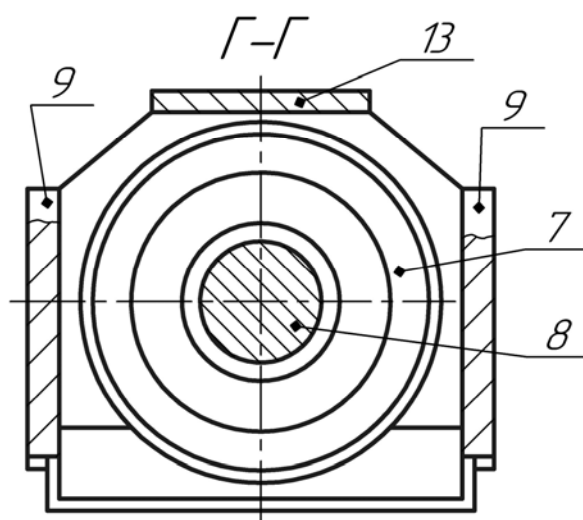
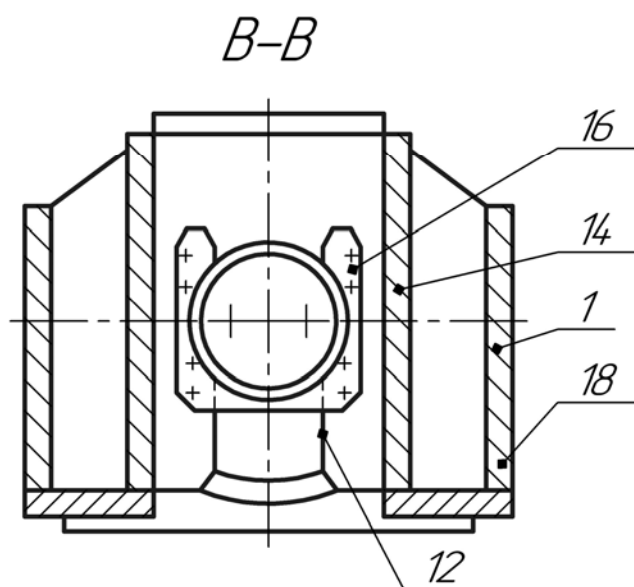


Рис. 1.18. Перетин В-В на рисунку 1.16 **Рис. 1.19.** Перетин Г-Г на рисунку 1.16

Крюкова підвіска працює наступним чином.

Під час підйому вантажу відбувається навантаження підвіски. Силовий потік проходить від гака 1 через петлю осі 3 2 на траверсу 4. Вантажний гак має можливість повороту навколо власної осі і повороту в площині підвіски на цапфах траверси 4. Вантажні канати з'єднують гакову підвіску через блоки 7 з лебідкою крана. Для зниження трудомісткості виготовлення траверси 4 довжина її зменшена за рахунок постановки між вертикальними пластинами 11 поздовжніх елементів 14. Силовий потік від цапф траверси 4 через поздовжні

елементи 14 і паралельно розташовані щок 9 передається на торцеві 10 і внутрішні вертикальні 11 пластини металоконструкції крюкової підвіски.

Концентрація напруження, яка виникає у вертикальних пластинах в районі отворів 12, знижується до допустимих рівнів напруження за рахунок того, що пластини 10 і 11 виконані з товстолистового металу.

Розташування пальців 8 з блоками 7 перпендикулярно осі траверси 4 виключає на осі гака 1 і петлі 2 появу згинальних напружень у двох площинах і тим самим забезпечує підвищену надійність роботи гака 1 і підвіски 2. При цьому в одній площині забезпечує відсутність згинальних напружень поворот траверси цапфах, а в другій площині поворот щодо пальців 8, блоків 7 на підшипниках.

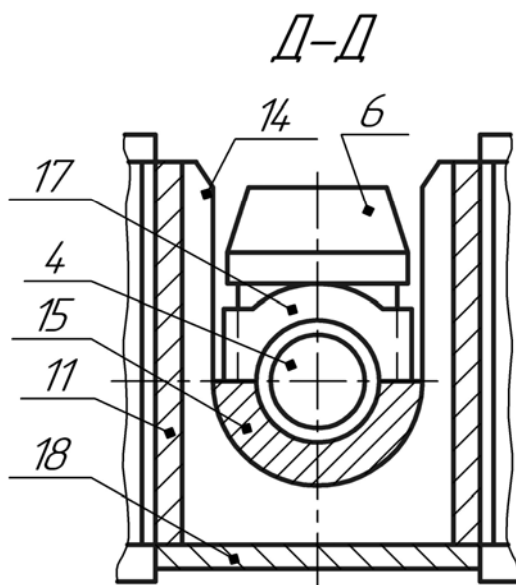


Рис. 1.20. Перетин Д-Д на рисунку 1.17

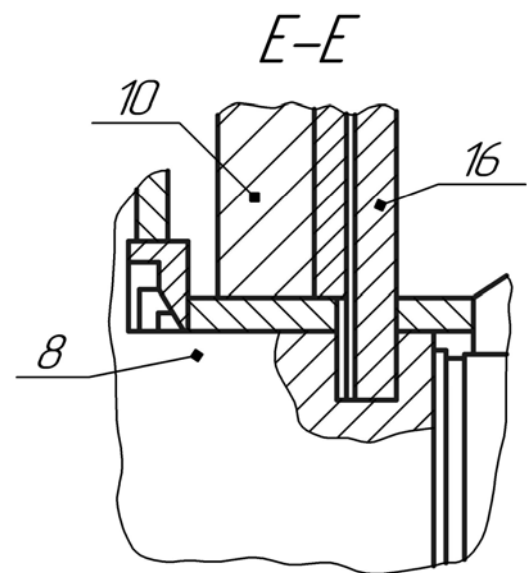


Рис. 1.21. Повернутий перетин Е-Е на рисунку 1.17

Розташування пальців 8 у площині повороту траверси 4 забезпечує зменшення габаритів підвіски гака по висоті. Виконання металоконструкції крюкової підвіски у вигляді паралельно розташованих щік 9 з жорстко

прикріпленими до них симетрично щодо вертикальної осі підвіски та перпендикулярно до щік двома парами вертикальних пластин 10 та 11 забезпечує зниження металоємності підвіски в цілому. При цьому до мінімуму зменшується маса пальців 8 траверси 4.

Використання запропонованого винаходу дозволить знизити трудомісткість виготовлення підвіски за рахунок виконання пальця з двох частин, виконання двох щік замість хрестовини та дозволяє зменшити габарити по висоті за рахунок розташування осей траверси та пальців в одній горизонтальній площині.

Гакова блочна обойма *по авторському свідоцтву № 412114* автори Лейнер Ф. М., Щеглов О. М. та Шатуров В. Т. ціллю якого являється підвищення надійності в роботі шляхом зменшення згинаючих напружень в стержні гаку. Для цього вісь блоків виконана у виді хрестовини, дві цапфи якої закріплені в щоках, а на двох інших встановлені блоки.

На **рисунку 1.22** схематично представлена запропонована блочна обойма; на **рисунку 1.23** – запропонована блочна обойма, в трьох проекціях.

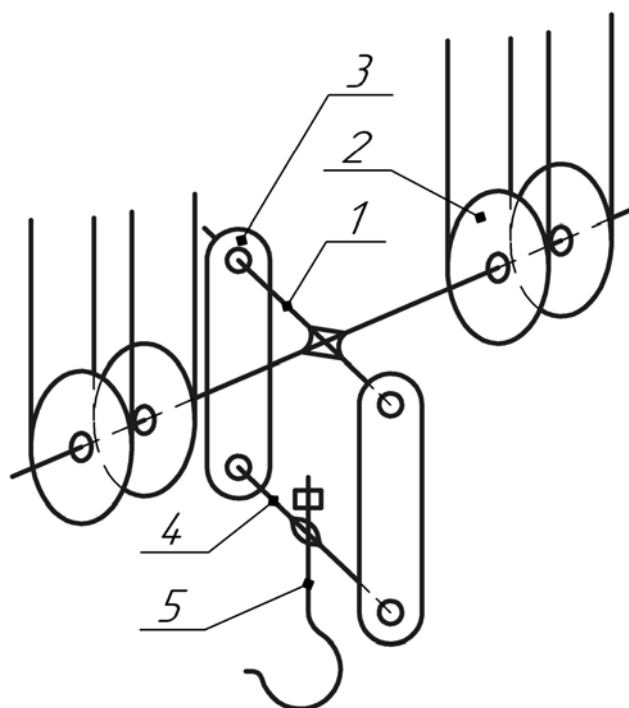


Рис. 1.22. Схема запропонованої блочної обійми

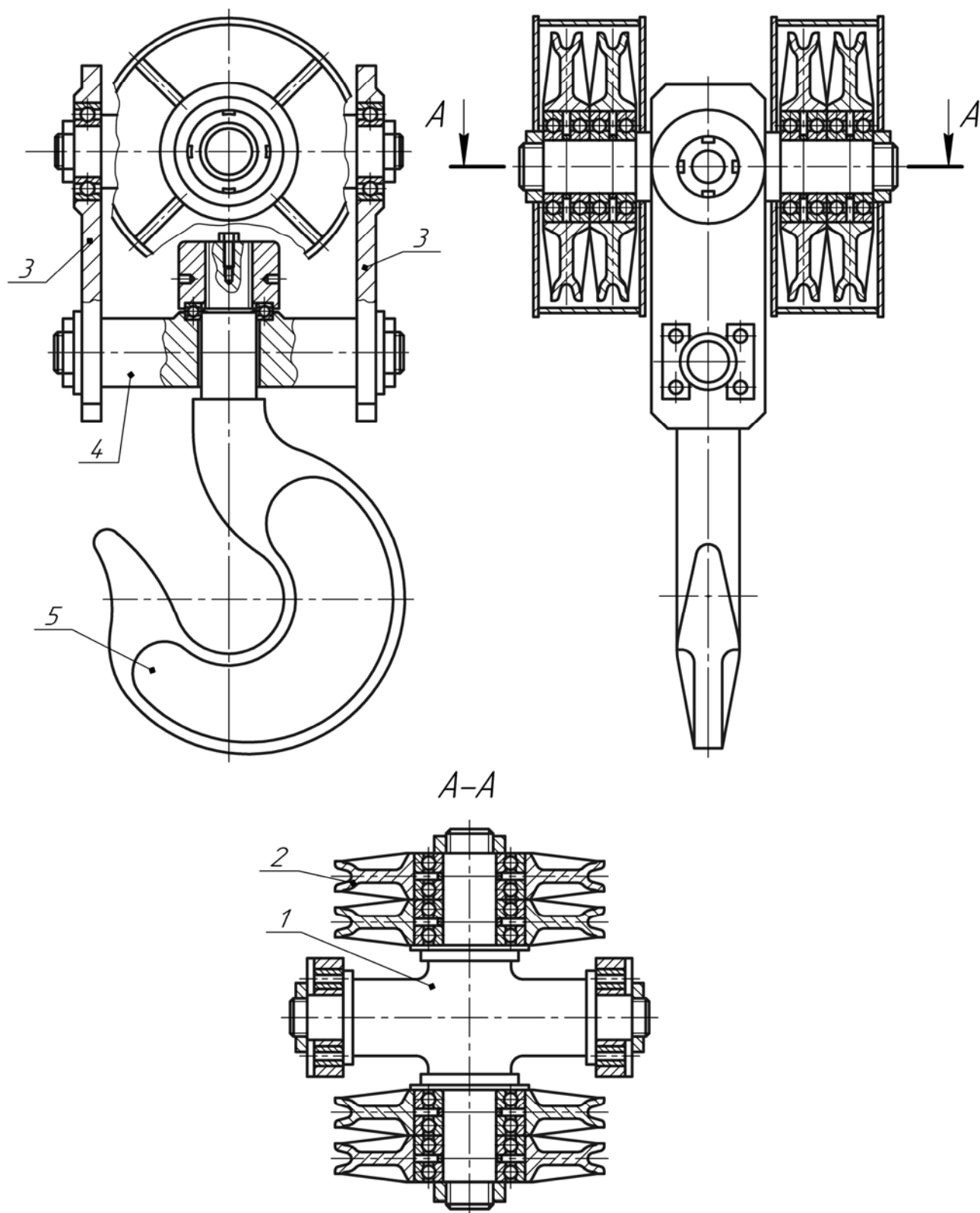


Рис. 1.23. Запропонована блочна обойма, в трьох проекціях

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

29

На двох цапфах хрестоподібної вісі 1 встановлені блоки 2, а дві інші цапфи шарнірно закріплені в щоках 3, несучих траверсу 4 з вантажним гаком 5.

Таке виконання гакової блочної обійми дозволяє вантажному гаку разом з щоками відхилятися від вертикалі на кут, котрий визначається величиною та напрямом сил інерції, що діють при перехідних режимах роботи вантажопідйомного механізму, що знижує згинаючі напруження в стержні вантажного гаку.

Вантажна підвіска крана обойма *по авторському свідоцтву № 635029* автори Гладков Ю.А., Колісник М.П., Проскурін А.М. та Шевченко А.Ф. мета якого збільшення терміну служби крану шляхом ізоляції його від впливу змушуючої сили вібруючого вантажу на вантажозахватному органі.

Поставлена мета досягається тим, що на верхній частині обойми вертикально закріплений стрижень з двома попередньо навантаженими пружинами, між якими рухомо відносно стрижня встановлено додаткову масу.

На рисунку 1.24 представлена запропонована підвіска, вид загальний.

Підвіска складається з вантажозахоплювального органу 1, виконаного у вигляді гака, зчленованого з обоймою 2 і зафіксованого в ній гайкою 3, блоків 4, посаджених на вісь 5, закріплену на щоках 6 обойми. Верхні частини щік 6 закінчуються поперечиною 7, до якої вертикально прикріплений стрижень 8, що має на кінці різьблення. На стрижень 8 надіті пружини 9, між якими затиснута додаткова маса 10 з можливістю переміщення вздовж стрижня 8. Маса 10 затискається між пружинами 9 шайбами 11 і гайкою 12 з таким зусиллям, щоб власна частота коливань цієї системи дорівнювала частоті змушуючої сили. Стрижень 8 пружини 9 і маса огорожені кожухом 13.

Працює підвіска наступним чином.

Під впливом на орган 1 змушуючої сили вібруючого вантажу, наприклад віброзавантажувача, коливання залучені як деталі 1-6 підвіски, так і маса 10, приєднана до неї за допомогою поперечини 7, пружини 9, стрижня 8 і гайки 12.

Завдяки тому, що частота коливань маси 10 на пружині 9 дорівнює частоті змушуючої сили, деталі гакової підвіски 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 11 і 12 залишаються нерухомими, а маса 10 коливається в протифазі з змушуючою силою з амплітудою, що дорівнює частці від поділу максимального значення цієї сили на жорсткість пружних зв'язків.

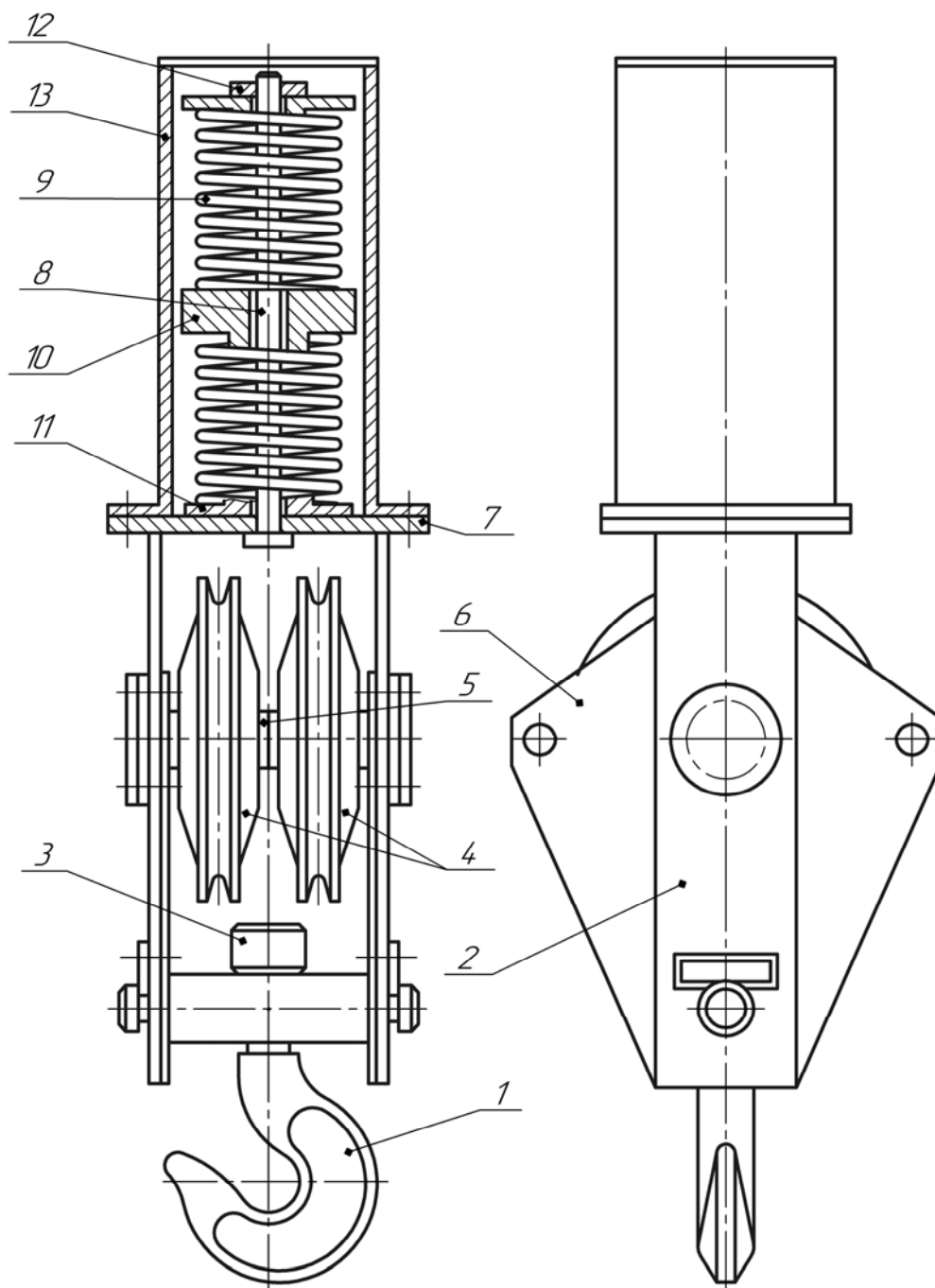


Рис. 1.24. Підвіска, вид загальний

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

31

Впровадження вантажної підвіски дозволить експлуатувати крани як зі звичайними, так і з вантажами, що вібрують. Це розширить можливості вантажопідйомних машин та збільшить термін їхньої служби.

Вантажна підвіска *по авторському свідоцтву № 695947* автори Блинов С.І. та Боголюбов Л.Л. мета якої підвищення надійності підвіски.

Вказана мета досягається тим, що в кожній щогі виконано фігурний отвір, який має верхню прямолінійну і нижню круглу ділянки, кінці траверси розташовані в отворах щік і мають кільцеві проточки, радіус яких отвори, при цьому пряма ділянка має ширину більшу, ніж висота траверси.

На **рисунку 1.25** представлена вантажна підвіска, вид спереду та розріз А-А; на **рисунку 1.26** – вантажна підвіска, вид збоку та положення траверси з гаком у початковий момент складання підвіски.

Вантажна підвіска містить обойму, що складається з двох щік 1, зварених між собою. У кожній щогі виконано фігурний отвір 2, що має в нижній частині форму кола, а у верхній – прямокутну форму. Між щоками встановлена траверса 3 з кільцевими проточками 4 і 5 на кінцях, розташованими в кругових отворах щік 1. Радіус проточок 4 і 5 відповідає радіусу у нижній частині отвору 2. Ширина прямокутного отвору щоки дещо більша за висоту траверси, але менша за її ширину. Вісь проточки зміщена відносно осі траверси для забезпечення більшої поверхні контакту кільцевих проточок з кромками отворів щік.

У траверсі 3 з можливістю повороту змонтований вантажний гак 6, закріплений гайкою 7, що застопорена штифтом 8 і спирається на траверсу через антифрикційну прокладку 9. Замість прокладки може бути встановлений підшипник кочення. На осі 10, розміщеної у версії частини щік, у підшипниках 11 встановлений канатний блок 12. Вісь 10 фіксується від осьових переміщень пружинними кільцями 13.

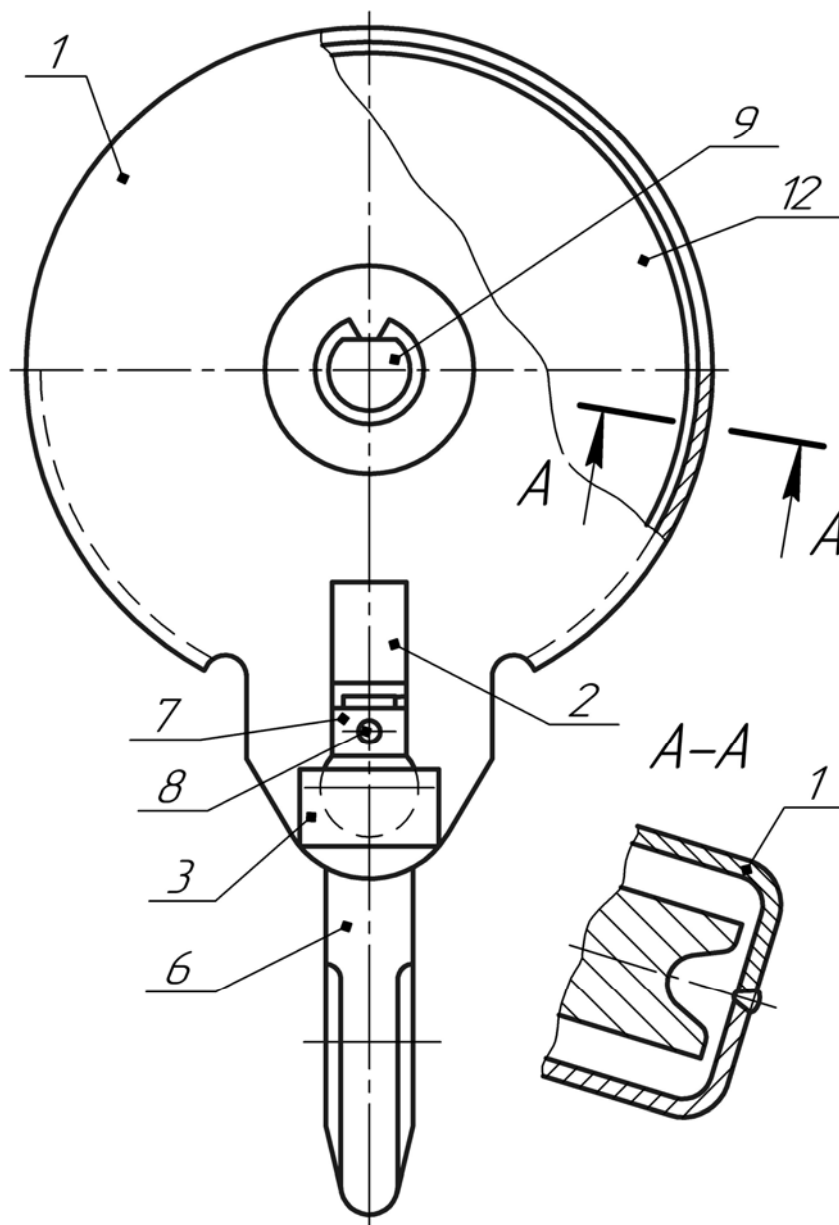


Рис. 1.25. Вантажна підвіска, вид спереду та розріз А-А

При складанні підвіски траверсу розміщують між щоками 1 (рис. 1.26), повертають на 90^0 і закривають її кінці в прямокутні частини отворів 2. Потім траверсу разом з гаком опускають вниз по упору проточок 4 і 5 кромки нижніх частин отворів повертають навколо горизонтальної осі, після чого гак 6 займає робоче положення. Блок 12 з підшипниками 11 встановлюють між щоками 1 і закріплюють на осі 10.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

33

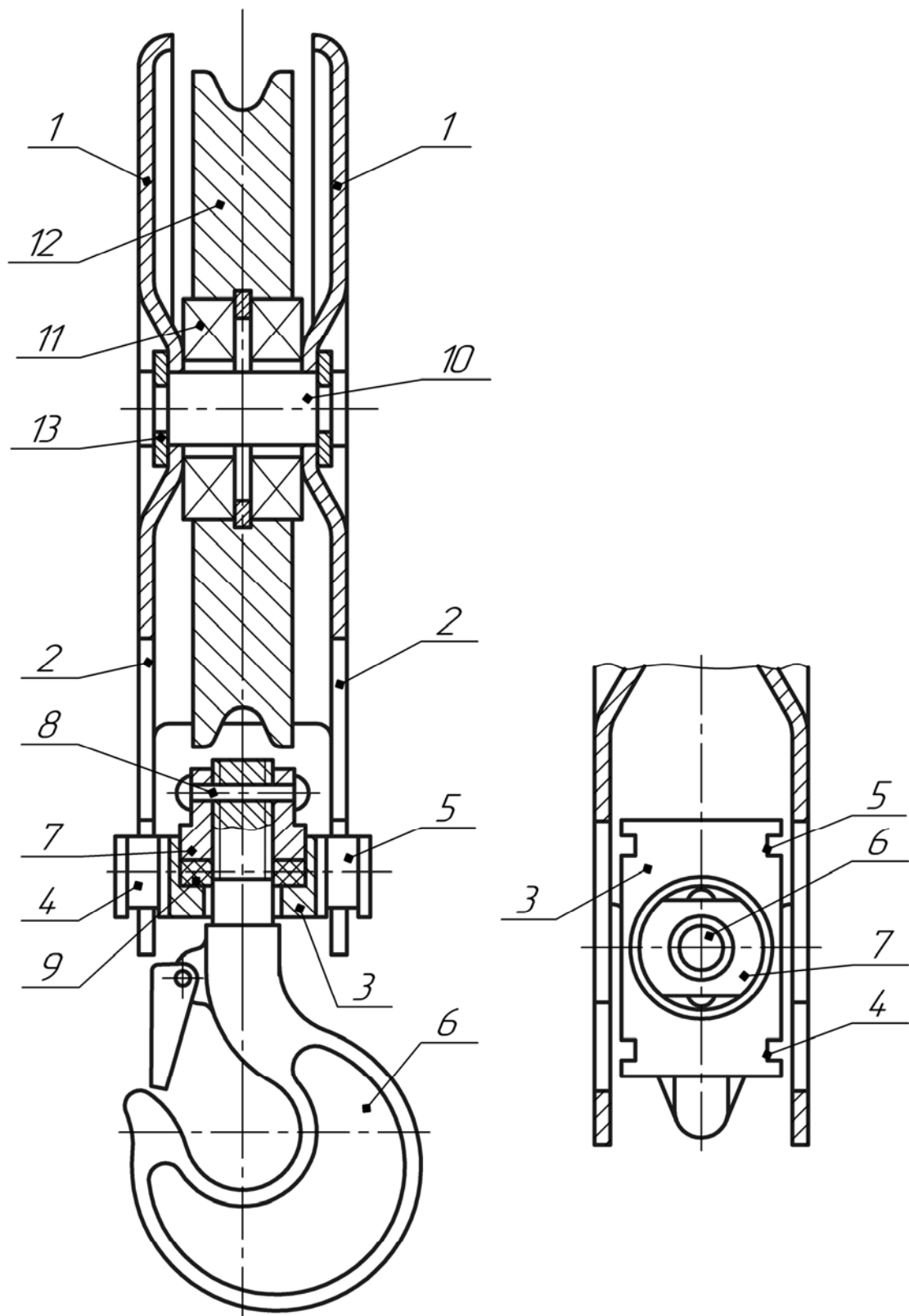


Рис. 1.26. Вантажна підвіска, вид збоку та положення траверси з гаком у початковий момент складання підвіски

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

34

Конструкція підвіски забезпечує кращі умови обслуговування, збільшення надійності в експлуатації, економію матеріалу та простоту виготовлення.

1.2. Класифікація вантажопідійомних машин

Залежно від призначення всі вантажопідійомні машини ділять на два класи: загального та спеціального застосування. Вантажопідійомні машини загального призначення характеризують відносну простоту пристрою, невелику кількість механізмів (зазвичай не більше двох-трьох), застосування найпростіших вантажозахоплювальних пристроїв. До них відносяться, наприклад, домкрати, талі, лебідки, ряд мостових та козлових кранів, консольні крани, автомобільні крани, крани на пневмо- та гусеничному ході, тракторні крани, універсальні шарнірно-балансирні маніпулятори тощо.

Характерні ознаки вантажопідіймальних машин спеціального призначення – конструктивна складність; застосування спеціальних вантажопідіймальних пристроїв; однотипність (монотонність) технологічних процесів, що виконуються; напруженість роботи, високий рівень автоматизації окремих операцій, що не потребує переналагоджувальних робіт. До цього класу машин належать металургійні крани, що обслуговують прокатні стани; літаючі крани для монтажу будівельних конструкцій; вантажотransпортні маніпулятори та автооператори (роботи) для складальних та технологічних ліній машинобудівних підприємств тощо.

Сучасні вантажопідійомні машини можуть надавати вантажу наступні види рухів: підйомний – у вертикальному або похилому напрямках, поперечний або радіальний – у горизонтальному напрямку, поздовжньо-поступальний, поворотний – навколо вертикальної або горизонтальної осі, обертальний – навколо горизонтальної осі, колихаючий, захоплюючий, перекидний.

Залежно від числа робочих рухів усі вантажопідійомні машини можна

розділити на три види: що повідомляють вантажу тільки один підйомний рух (лебідки, ліфти тощо); що забезпечують не більше двох-трьох рухів (наприклад, мостові крани загального призначення, котрі здійснюють підйом вантажу, його пересування вздовж моста крану та будівлі); ті що надають крім зазначених вище, додаткове число рухів (наприклад, поворотний, обертальний і т.д.). Перший вид вантажопідіймальних машин ділять на два підвиди: вантажопідйомні механізми (домкрати, талі, лебідки); підйомники, що переміщують вантажонесучий орган уздовж вертикально або похило встановлених напрямних.

До другого виду вантажопідйомних машин відносять усі крани загального призначення, до третього – спеціальні крани, маніпулятори тощо. Відмінна риса всіх машин, що називаються кранами, окрім зазначених вище – наявність стаціонарної чи рухомої металевої конструкції, що служить для встановлення окремих механізмів.

Таким чином, краном можна назвати вантажопідйомну машину періодичної (циклічної) дії, що призначається для підйому і подальшого транспортування складною просторовою трасою різних вантажів, що переміщуються за допомогою індивідуально керованих механізмів, розташованих на металевій конструкції машини. Залежно від характеру зв'язку із зоною обслуговування всі вантажопідйомні машини можна розділити – на стаціонарні, що перевозяться, переносяться та самостійно переміщуються.

Залежно від поєднання поворотного та поздовжньо-поступального рухів усі крани ділять на три групи: ті що мають у числі інших рухів поворотні без поздовжньо-поступального, наприклад стаціонарні стрілові поворотні крани; поздовжньо-поступальні без поворотного, наприклад мостові крани загального призначення; поворотний і поздовжньо-поступальний рухи, наприклад автомобільні, баштові крани і т.д.

1.3. Схеми вантажопідйомних машин і механізмів

Найбільш характерні вантажопідйомні механізми та машини, що застосовуються при виконанні різних підйомно-транспортних робіт (рис. 1.27), такі:

- гвинтові домкрати (рис. 1.27, а) – при ремонтних та монтажних роботах. Вантажопідйомність — 2...20т при висоті підйому 0,25... 0,35 м;
- поліспасти (рис. 1.27, б) – для монтажних робіт в поєднанні з лебідками, а також практично у всіх підйомних кранах;
- ручні лебідки (рис. 1.27, б, г) – в якості допоміжного обладнання. Найбільше тягове зусилля в канаті ручних одно - барабанних лебідок, при будівельних та монтажних роботах 80 кН при канатоємності барабана не менше 75 м (рис. 1.27, г);
- стаціонарні настінні поворотні крани (укосини) (рис. 1.27, и) – у поєднанні з лебідками як допоміжне обладнання при виконанні монтажних робіт;
- стаціонарні стрілові поворотні крани (рис. 1.27, е) – в цехах машинобудівельних підприємств для виконання різноманітних допоміжних підйомно - транспортних робіт. Вантажопідйомність в межах 0,125...3,2 т;
- консольні пересувні мостові крани (рис. 1.27, ж) – для обслуговування промислового обладнання, розміщеного поблизу підкранових шляхів. Вантажопідйомність – 2 ... 10 т, виліт – 4...10 м;
- пересувні електроталі (рис. 1.27, з) – при ремонтно-монтажних та навантажувально-розвантажувальних роботах. Вантажопідйомність - 0,25...16 т, швидкість підйому - 0,063...0,25 м/с;
- крани на тракторі (рис. 1.27, и) – для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт, при монтажі будівельних конструкцій та технологічного обладнання, а також на спеціальних роботах в умовах

бездоріжжя (укладка труб в траншеї, установка опор ліній зв'язку і т.д.);

□ автомобільні крани (рис. 1.27, к) – на масових навантажувально-розвантажувальних роботах зі штучними вантажами при монтажі конструкцій та технологічного обладнання. Вантажопідйомність таких кранів загального призначення – 16 т;

□ автомобільні крани типу КС-6471 із гідравлічним приводом робочих механізмів на спеціальному автомобільному шасі. Вантажопідйомність (при роботі на виносних опорах) – 40 т;

□ баштові крани (рис. 1.27, л) – в промисловому та цивільному будівництві. Вантажопідйомність таких кранів при найбільшому вильоті може досягати 16 т, при найменшому – 50 т;

□ козлові крани (рис. 1.27, ж) – на будівельних та монтажних роботах. Вантажопідйомність таких кранів загального призначення із візками та двохстоечними опорами (ГОСТ 7352 - 81) – до 32 т, монтажних безконсольних кранів – до 65 т (при будівництві потужних гідросилових і атомних електростанцій використовуються козлові крани вантажопідйомністю 200 т і більше, а при будівництві суден – монтажні козлові крани вантажопідйомністю 800 т;

□ мостові крани із верхнім візком (рис. 1.27, н) загального призначення. Вантажопідйомністю – 5...300 т (для монтажних робіт на потужних гідро-, теплових та атомних електростанціях створені крани вантажопідйомністю 500 т);

□ мостові крани - штабелери (рис. 1.27, о) – на складах із багатоярусним зберіганням вантажів, де вони можуть працювати в автоматичному режимі. Вантажопідйомність - 0,5...12,5 т;

□ промислові шарнірно-балансирні крани-маніпулятори (рис. 1.27, п) – в механоскладальному, ливарному, ковальському виробництві при виконанні технологічних операцій та навантажувально-розвантажувальних робіт.

Маніпулятор має ручне кнопкове керування. Вантажопідйомність – 3 т.

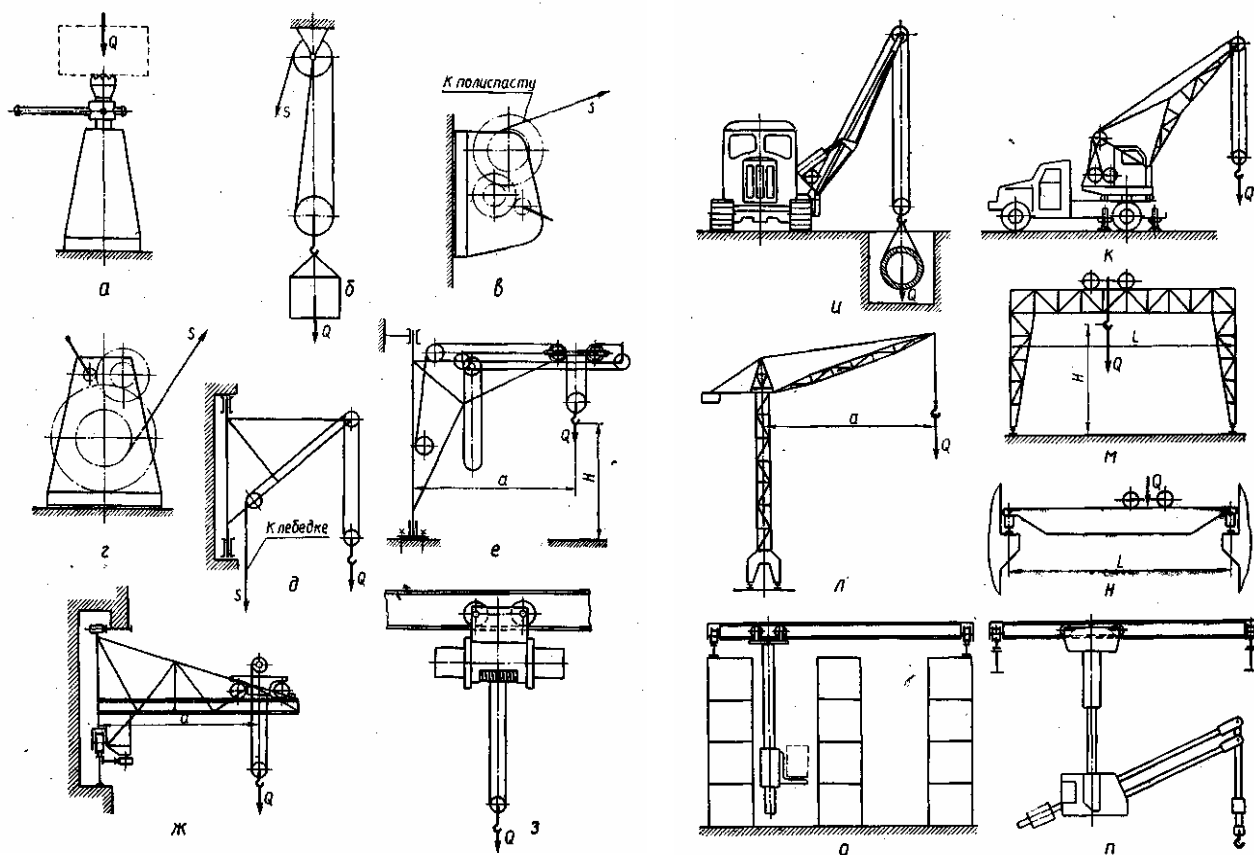


Рис. 1.27. Схеми вантажопідйомних машин

1.4. Шляхи модернізації підшипникових вузлів вантажопідйомних і транспортуючих машин, запропонована конструкція гакової підвіски

Відмінною особливістю роботи підшипників канатних блоків вантажопідйомних машин є те, що в них обертається зовнішнє кільце, а радіальне навантаження складає (з урахуванням встановлення блоків на двох підшипниках) до 0,1 від радіального навантаження (максимального натягу каната).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

39

Відомо, що значення ККД підшипника і канатного блока приводяться в довідниковій літературі незалежно від того, яке кільце обертається: внутрішнє чи зовнішнє.

Знайдемо спочатку ККД шарикового підшипника при обертанні внутрішнього та зовнішнього кілець.

Навантаження на будь-який шарик може бути визначене із формули

$$P_i = \frac{5 \cdot Q}{z} \cdot (\cos(i\gamma))_2^3,$$

де z – кількість шариків (тут $10 < z < 20$);

Q - сила, що передається підшипником;

γ - кут між сусідніми підшипниками, що вимірюється між лініями, котрі проходять через центри шариків та центр підшипника (рис. 1.28).

Сила, що сприймається найбільш навантаженим шариком,

$$P_0 = \frac{5 \cdot Q}{z}. \quad (1.1)$$

Оскільки в шарикопідшипниках радіуси жолоба зовнішнього (н) і внутрішнього (в) кілець однакові, то найбільші контактні напруження виникають між шариком 3 і внутрішнім кільцем 1 підшипника.

Виходячи із контактної теорії Герца, знайдемо

$$\sigma_{13} = \sigma_{31} = 0,254 \cdot n_{p13p31} \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot Q \cdot E^2}{z} \left(\frac{2}{R_3} - \frac{1}{\xi_1 \cdot R_3} + \frac{1}{R_1^2} \right)^2} \quad (1.2)$$

де $\xi_1 = 1,03R_3$ - радіус жолоба внутрішнього кільця, що приймається, як говорилося вище, рівним радіусу жолоба зовнішнього (2) кільця;

$n_{p13p31} = n_{pv}$ - коефіцієнт, що залежить від коефіцієнтів рівняння еліпса дотику

що є функціями:

$$n_{pв} \approx n_{p13} \approx n_{p31} = f(1/R_3 - 1/\xi_1 \cdot R_3)/(1/R_3 + 1/R_1);$$

$$n_{pн} \approx n_{p23} \approx n_{p32} = f(1/R_3 - 1/\xi_2 \cdot R_3)/(1/R_3 + 1/R_2).$$

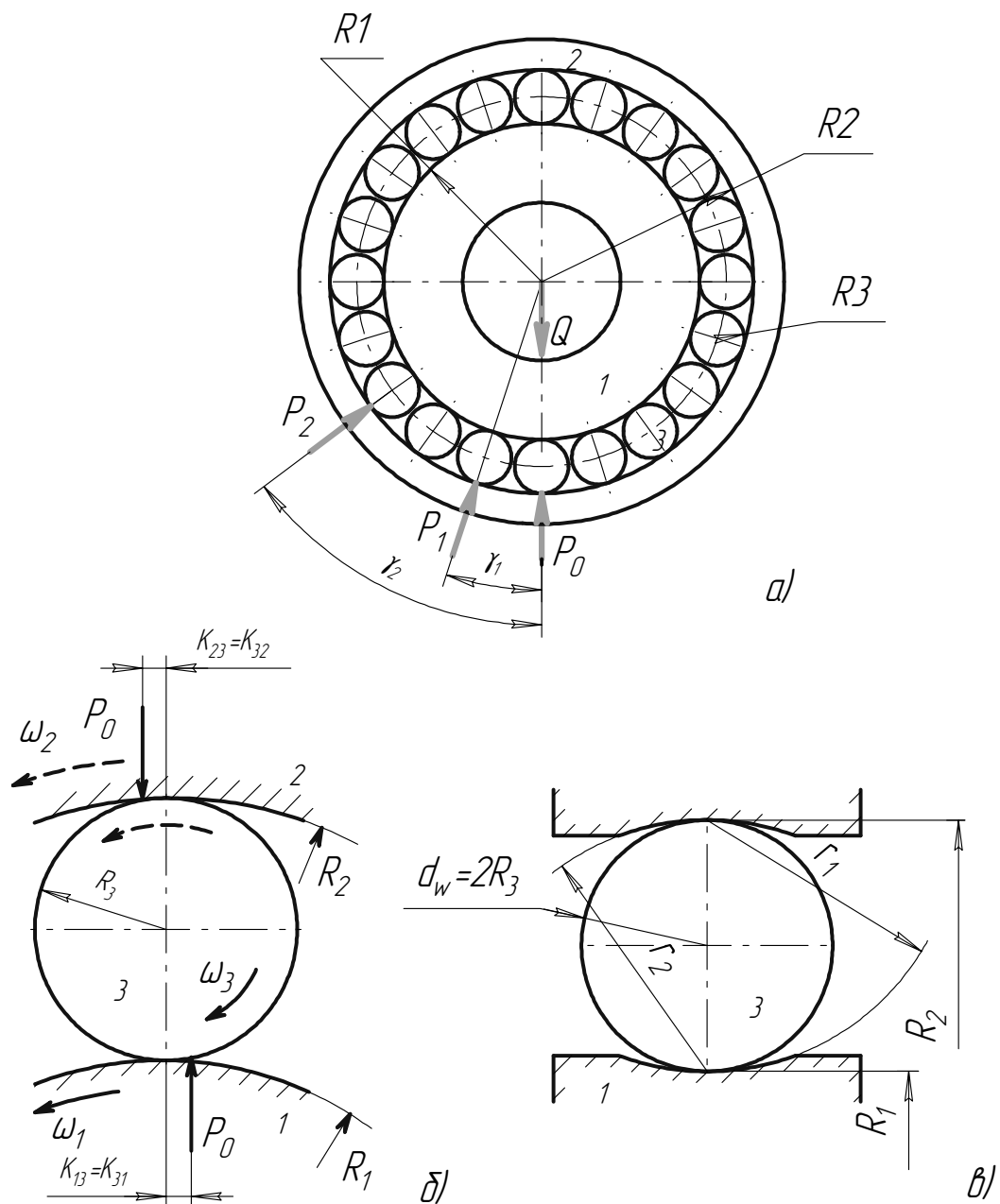


Рис. 1.28. Розрахункова схема підшипника

Експериментально – аналітично доведено [4, 5], що опір коченню може бути представлено через статичну напівширину п'ятна контакту за допомогою коефіцієнта тертя кочення k .

Напівширина п'ятна контакту:

- між внутрішнім кільцем і шариком

$$b_{13} = b_{31} = 0,6985 \cdot n_{\text{вв}} \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot Q}{E \cdot z \cdot (2/R_3 - 1/\xi_1 \cdot R_3 + 1/R_1)}}; \quad (1.3)$$

- між зовнішнім кільцем і шариком

$$b_{32} = b_{23} = 0,6985 \cdot n_{\text{вн}} \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot Q}{E \cdot z \cdot (2/R_3 - 1/\xi_2 \cdot R_3 + 1/R_2)}}, \quad (1.3a)$$

де $n_{\text{вв}}, n_{\text{вн}}$ - коефіцієнти, що залежать від тих же параметрів, що і n_p в формулі (1.2).

Зазначимо, що формули (1.2), (1.3) та (1.3a) пропонують рівність модулів пружності при вдавлюванні матеріалів кілець і шариків за умови рівності коефіцієнта Пуассона 0,3.

Коефіцієнти тертя кочення при початковому точковому контакті [3, 4]

$$\begin{aligned} k_{13} &= k_{32} = 0,16 \cdot b_{\text{в}} \cdot e^{-1,2 \cdot R_1(R_3)}; \\ k_{23} &= k_{31} = 0,16 \cdot b_{\text{н}} \cdot e^{-1,2 \cdot R_3(R_2)}. \end{aligned} \quad (1.4)$$

Тут і вище подвійні позначення прийняті із наступних міркувань. При обертанні внутрішнього кільця 1 воно котиться по шарикі 3 (позначення 13), а потім шарик 3 котиться по зовнішньому (наружному) кільцю 2 (позначення 32); при обертанні ж зовнішнього кільця 2 воно котиться по шарикі 3 (23), який в свою чергу котиться по кільцю 1 (31).

В подальшому знайдемо опір кочення внутрішнього та зовнішнього кілець по кожному шарикі. Розрахунки виконаємо для шарикопідшипника №214 (ГОСТ8338-75) при $z = 12$ та розмірах $R_3 = d_w / 2 = 8,73$ мм; $R_2 = 57,48$ мм; $R_1 = 40,02$; мм; радіуси жолобів поки приймемо однаковими і рівними

$r_1 = r_2 = \xi_1 R_3 = \xi_2 R_3 = 1,03 R_3 = 9 \text{ мм}$, оскільки навантаження на самий навантажений шарик складає $\sigma_{13} = 2300 \text{ МПа}$.

При обертанні внутрішнього кільця підшипника опір руху

$$\begin{aligned} W_{13}^0 &= \frac{0,112 \cdot P_0 \cdot n_{B13}}{R_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{1,03/R_3 + 1/R_1}} \cdot e^{-0,2 \cdot R_1}; \\ W_{32}^0 &= \frac{0,112 \cdot P_0 \cdot n_{B32}}{R_3} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{1,03/R_3 + 1/R_2}} \cdot e^{-0,2 \cdot R_3} \end{aligned} \quad (1.5)$$

де n_{B13}, n_{B32} - коефіцієнти, які залежать від тих же параметрів, що і n_{pv} в формулі (1.2).

Відзначимо, що для внутрішнього кільця $(A/B)_{13} = 0,0239$ и $n_{p13p31} = 0,60$; $n_{B13} = 0,392$, а для зовнішнього кільця $n_{p23p32} = 0,658$ и $n_{B23B32} = 0,428$.

Підставив дані в формули (1.5) отримаємо, що опір обертанню внутрішнього кільця від самого навантаженого шарика складає $W_{13}^0 = 13,7$; $W_{32}^0 = 77,1 \text{ Н}$.

При обертанні зовнішнього кільця підшипника опір його обертанню на цьому шаріку

$$\begin{aligned} W_{23}^0 &= \frac{0,112 \cdot P_0 \cdot n_{B23}}{R_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{1,03/R_3 + 1/R_2}} \cdot e^{-0,2 \cdot R_2}; \\ W_{31}^0 &= \frac{0,112 \cdot P_0 \cdot n_{B31}}{R_3} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{1,03/R_3 + 1/R_1}} \cdot e^{-0,2 \cdot R_3}. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Їх величини $W_{23}^0 = 11,8$; $W_{31}^0 = 63,2 \text{ Н}$.

Відзначимо, що опір коченню, отриманий із врахуванням та без врахування експоненти, відрізняються не більше, ніж на 0,5%, тому для шарикопідшипників експоненту можна не враховувати.

Оскільки $P_1 = P_0 \cdot \cos^{\frac{3}{2}} \gamma_1 = 12600 \text{ Н}$, а $P_2 = P_0 \cdot \cos^{\frac{3}{2}} \gamma = 5520 \text{ Н}$ (при подальших розрахунках необхідно враховувати, що шарики по два, розміщених симетрично відносно вертикальної осі симетрії).

Опір руху кілець по боковим шарикам

$$W_{13}^1 + W_{13}^2 = 27,5 \text{ Н}; W_{32}^1 + W_{32}^2 = 154,1 \text{ Н}; W_{23}^1 + W_{23}^2 = 23,6 \text{ Н};$$

$$W_{31}^1 + W_{31}^2 = 126,5 \text{ Н}.$$

Загальний опір обертанню:

- внутрішнього кільця

$$W_B = W_{13}^0 + W_{32}^0 + W_{13}^1 + W_{13}^2 + W_{32}^1 + W_{32}^2 = 272,4 \text{ Н};$$

- зовнішнього кільця

$$W_H = W_{23}^0 + W_{31}^0 + W_{23}^1 + W_{23}^2 + W_{31}^1 + W_{31}^2 = 225,0 \text{ Н}.$$

Представимо тепер, що до зовнішнього та внутрішнього кілець з плечем R_0 прикладені сили F_H та F_B . Їх величини знаходимо із виразів:

$$F_H = \frac{\sum W_{23} \cdot R_2 + \sum W_{31} \cdot R_3}{R_0} = 23,1 \text{ Н};$$

$$F_B = \frac{\sum W_{13} \cdot R_1 + \sum W_{32} \cdot R_3}{R_0} = 22,9 \text{ Н}. \quad (1.7)$$

Тут прийнято $R_0 = 160 \text{ мм}$. Різниця у значеннях F_H і F_B можна віднести за рахунок неточних величин n_b , а в загальному випадку вони повинні бути однаковими.

Робота сил тертя кочення за один оберт внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника:

$$A_B = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot (\sum W_{13} + \sum W_{32}) = 68,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$A_H = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot (\sum W_{23} + \sum W_{31}) = 81,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (1.8)$$

Неважко підрахувати, що для даного підшипника різниця в роботах на подолання сил опору кочення шляхом прикладення сили до внутрішнього та зовнішнього кілець складає 19% (в загальному випадку для підшипників кочення середня різниця складає близько 20%).

Знайдемо ККД цього підшипника у випадку обертання внутрішнього та зовнішнього кілець. Спочатку знайдемо роботу сили Q за один оберт внутрішнього та зовнішнього кілець:

$$\begin{aligned} A_{Q_B} &= 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot Q = 9420 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ A_{Q_H} &= 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot Q = 13536 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Коефіцієнт опору руху:

- внутрішнього кільця

$$\xi_B = \frac{A_B}{A_{Q_H}} = 0,0051;$$

- зовнішнього кільця

$$\xi_H = \frac{A_H}{A_{Q_B}} = 0,0086. \quad (1.10)$$

Таке сполучення A_B , A_H , A_{Q_B} , A_{Q_H} вийшло тому, що при обертанні, наприклад, внутрішнього кільця нерухомим являється зовнішнє та навпаки, тобто маємо аналог рейки і ходового колеса.

Коефіцієнт корисної дії шарикопідшипника (розрахунок для підшипника №214):

- при обертанні внутрішнього кільця

$$\begin{aligned} \eta_B &= \frac{1}{1 + \xi_B} = 0,9950; \\ \eta_H &= \frac{1}{1 + \xi_H} = 0,9915, \end{aligned} \quad (1.11)$$

Різниця складає близько 0,4 %; однак, при п'яти послідовно розміщених

підшипниках різниця складає вже близько 2 %, ця обставина може вплинути на величину діаметра каната, а, відповідно, і на діаметр блоків та барабана. Ще більша різниця у величині ККД при 99 послідовно розміщених підшипниках (наприклад, роликові опори конвеєра), складає близько 1/3 (при обертанні внутрішнього кільця $\eta_v = 0,61$, а зовнішнього - $\eta_n = 0,43$).

Таким чином, напрошується перший шлях збільшення ККД канатних блоків: необхідно прагнути до такої конструкції вузла відвідного блока, блоків гакових підвісок, у яких буде обертатись внутрішнє кільце підшипника. Схеми виконання запропонованих гакових підвісок представлені **на рисунку 1.29**.

Інший шлях збільшення ККД блоків буде стосуватись тільки конструкції підшипників блока.

Очевидно, що контактна напруга між зовнішнім кільцем підшипника і найбільш завантаженим шариком буде меншою, ніж при контакті шарика з внутрішнім кільцем. У той самий час опір коченню шарика по зовнішньому кільцю більший, ніж у внутрішньому.

Відношення контактних напружень

$$\frac{\sigma_{23}}{\sigma_{13}} = \frac{n_{p23}}{n_{p13}} \cdot \frac{\sqrt[3]{(2/R_3 - 1/\xi_2 \cdot R_3 - 1/R_2)^2}}{\sqrt[3]{(2/R_3 - 1/\xi_1 \cdot R_3 + 1/R_1)^2}}, \quad (1.12)$$

нагадаємо, що коефіцієнти n_{p23} і n_{p13} являються функціями відношень

$$n_{p23} = f\{(1/R_3 - 1/\xi_2 \cdot R_3)/(1/R_3 - 1/R_2)\};$$

$$n_{p13} = f\{(1/R_3 - 1/\xi_1 \cdot R_3)/(1/R_3 - 1/R_1)\}.$$

Відношення ж опору коченню кілець по шарикам

$$\frac{W_{23}}{W_{13}} = \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{n_{B23}}{n_{B13}} \cdot \frac{\sqrt[3]{1/(2/R_3 - 1/\xi_2 \cdot R_3 - 1/R_2)}}{\sqrt[3]{1/(2/R_3 - 1/\xi_1 \cdot R_3 - 1/R_1)}}; \quad (1.13)$$

При $\xi_2 = 1,065R_3$; $\xi_1 = 1,03R_3$ відношення $\sigma_{23}/\sigma_{13} = 1$ (при цьому $n_{p23} = 0,74$; $n_{B23} = 0,478$; $n_{p13} = 0,6$; $n_{B13} = 0,392$), а $W_{23}/W_{13} = 1,2$.

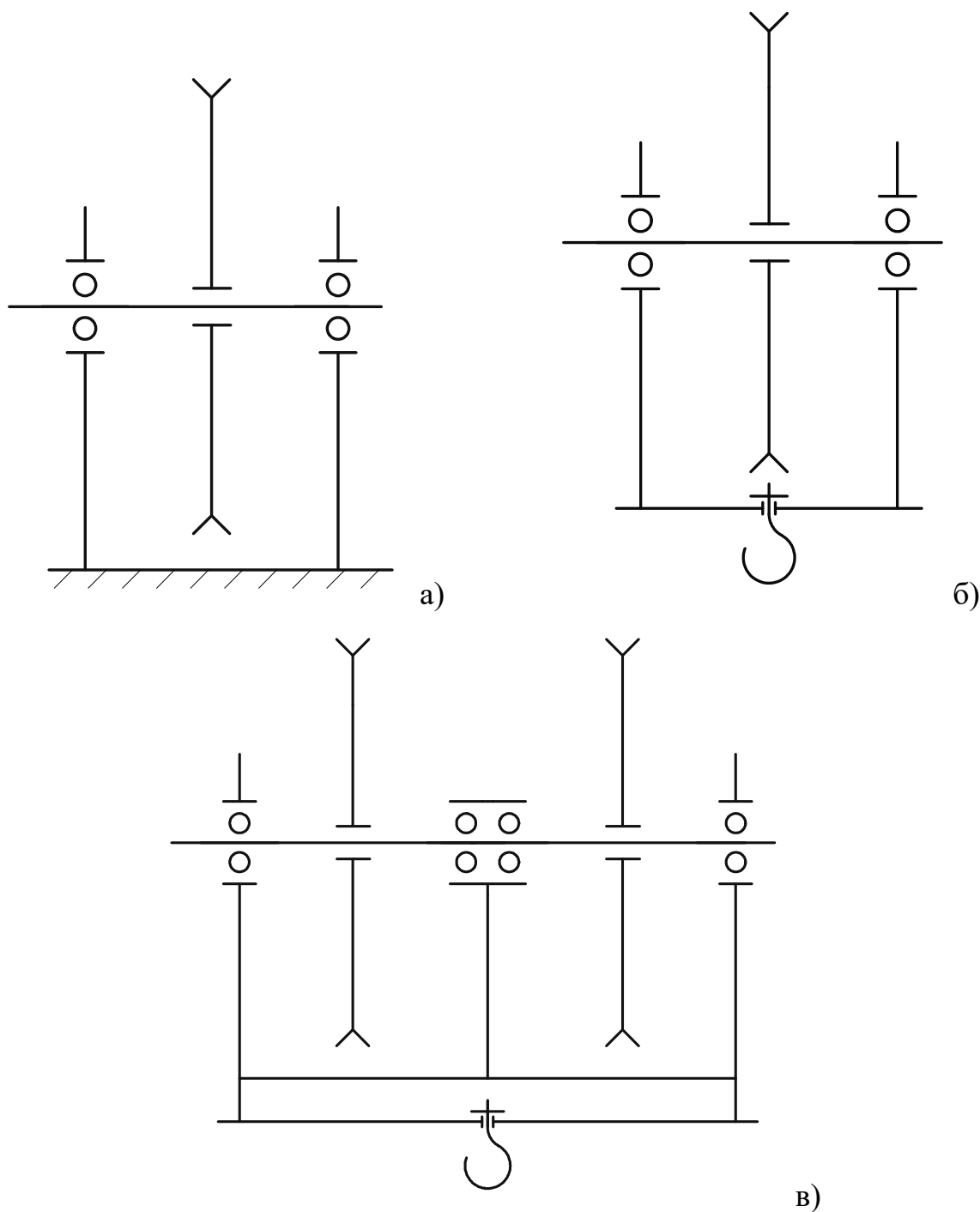


Рис. 1.29. Запропоновані схеми конструкцій з обертанням внутрішнього кільця підшипника: а) - відвідний блок; б) - одноблочна гакова підвіска; в) - двохблочна гакова підвіска

Отже, для зменшення опору коченню зовнішнього кільця по шарикам необхідно зменшити радіус жолобу по якому котиться шарик.

Наприклад, при радіусі жолоба зовнішнього кільця $r_2 = 1,02R_3 = 8,9 \text{ мм}$
 $W_{23} / W_{13} = 0,63$.

Якщо представити, що до зовнішнього та внутрішнього кілець з плечем R_0 прикладена сила F_H і F_B , то для їх повороту необхідно прикласти сили величиною $F_H = 21,9 \text{ Н}$ та $F_B = 21,9 \text{ Н}$, що говорить про точність розрахунків величин опорів коченню (тут прийнято $R_0 = 160 \text{ мм}$).

Роботу сил тертя кочення за один оберт внутрішнього та зовнішнього кілець при цих радіусах жолобів $A_B = 63,76 \text{ Нм}$; $A_H = 80,16 \text{ Нм}$. Нагадаємо, що при рівності радіусів жолобів $1,03R_3$ $A_B = 68,4 \text{ Нм}$; $A_H = 81,2 \text{ Нм}$.

ККД підшипника із зменшеним радіусом жолоба зовнішнього кільця знайдемо, визначивши спочатку роботу сили Q за один оберт кілець: $A_{Q_B} = 9420 \text{ Нм}$; $A_{Q_H} = 13536 \text{ Нм}$, а коефіцієнт опору руху кілець $\xi = 0,00471$; $\xi = 0,00851$.

Коефіцієнт корисної дії модернізованого підшипника $\eta_B = 0,9953$; $\eta_H = 0,9915$; різниця складає $0,38\%$ (при $0,35\%$ для стандартного підшипника).

Можна змінити радіус жолоба внутрішнього кільця підшипника, залишивши незмінним радіус зовнішнього. При $r_1 = 1,025R_3 = 0,0089 \text{ мм}$ отримаємо, $\eta_B = 0,9946$, $\eta_H = 0,9884$ (різниця складає $0,62\%$).

Неважко підрахувати, різниця в ККД при обертанні зовнішнього кільця підшипника із зменшеним радіусом жолоба зовнішнього кільця у порівнянні із зменшеним радіусом внутрішнього кільця складає близько $0,3\%$.

Із проведених досліджень по збільшенню ККД підшипникових вузлів канатних блоків можна зробити висновок про те, що цього можна досягти за рахунок:

- такої конструкції вузла, при якій обертовим буде внутрішнє кільце, що дозволить підвищити ККД вузла на $0,4\%$;
- зменшити радіус жолоба зовнішнього кільця, при цьому зменшення радіуса на $0,5\%$ призводить до підвищення ККД на $0,3\%$.

2. Розрахунок гакових підвісок нової конструкції

Методика розрахунку гакових підвісок нової конструкції розглядається на прикладі двохблочної підвіски для гакового крана вантажопідйомністю $P = 10$ т групи класифікації механізму МЗ; швидкість підйому вантажу $V_{гр} = 0,2$ м/с; передаточне число зведеного поліспада $U_n=4$; діаметр каната $d_K = 15$ мм.

2.1. Вибір і розрахунок гаку

Номінальна підйомна сила

$$Q = 1000 \cdot P \cdot g = 1000 \cdot 10 \cdot 9,81 = 98100 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Прийнято $Q=99000 \text{ Н}$.

Максимальне робоче навантаження

$$Q_{\max} = K_{\pi} \cdot Q = 1,1 \cdot 99000 = 108900 \text{ Н},$$

де K_{π} - коефіцієнт перевантаження; для механізму підйому вантажу $K_{\pi}=1,1$.

Прийнято $Q_{\max} = 109000 \text{ Н}$.

Еквівалентне навантаження

$$Q_{\text{екв}} = K_d \cdot Q,$$

де K_d - коефіцієнт довговічності.

$$K_d = K_G \cdot K_T \cdot K_{тр},$$

де K_G - коефіцієнт, що враховує перемінність навантаження за часом; для групи класифікації механізму 3М автомобільного крана; $K_G=0,78$;

K_T - коефіцієнт терміну служби деталі; по табл. 3.3 [1] прийнято $K_T= 0,735$;

$K_{тр}$ - коефіцієнт тренування; для гакових підвісок $K_{тр}=1$.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						49	13
					БМО-23мп		

Тоді

$$K_d = 0,78 \cdot 0,735 \cdot 1 = 0,573;$$

$$Q_{\text{экв}} = 0,573 \cdot 99000 = 56727 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 6627-74 (Додаток 1, [1]) для підвіски приймається однорогий кований гак №17 типу А виконання 1 (без приливу). Умовне позначення гаку: **Гак № 17 А-1 ГОСТ 6627-74.**

Основі та розрахункові розміри гаку (Додаток 4, [1]) (Рис. 2.1):

$D = 120$; $S = 90$; $L = 415$; $d = 80$; $d_2 = M64 \times 6$; $p = 6$; $d = 69,0$; $L = 480$; $h = 115$, $l_1 = 165$; $l_2 = 90$; $r_2 = r_{4,5} = 14 \text{ мм.}$

Матеріал гаку..... сталь марки 20

Маса гаку, кг..... 37

Розрахунок гаку.

Теоретичні основи розрахунку кованих гаків викладені в навчальних посібниках [3, 15]. В приведеній нижче методиці використані кінцеві формули.

Параметри перетинів А-А і Б-Б.

Дійсний перетин трансформується в розрахунковий, що представляє собою трапецію із основою b і b_t (рис. 2.1, перетин А-А).

Ширина малої основи

$$b_1 = 2 \cdot r_4 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ мм.}$$

Площа перетину

$$A = ((b + b_1)/2) \cdot h = (75/2) \cdot 115 = 4312,5 \text{ мм}^2.$$

Відстань від центру тяжіння, до крайнього внутрішнього волокна

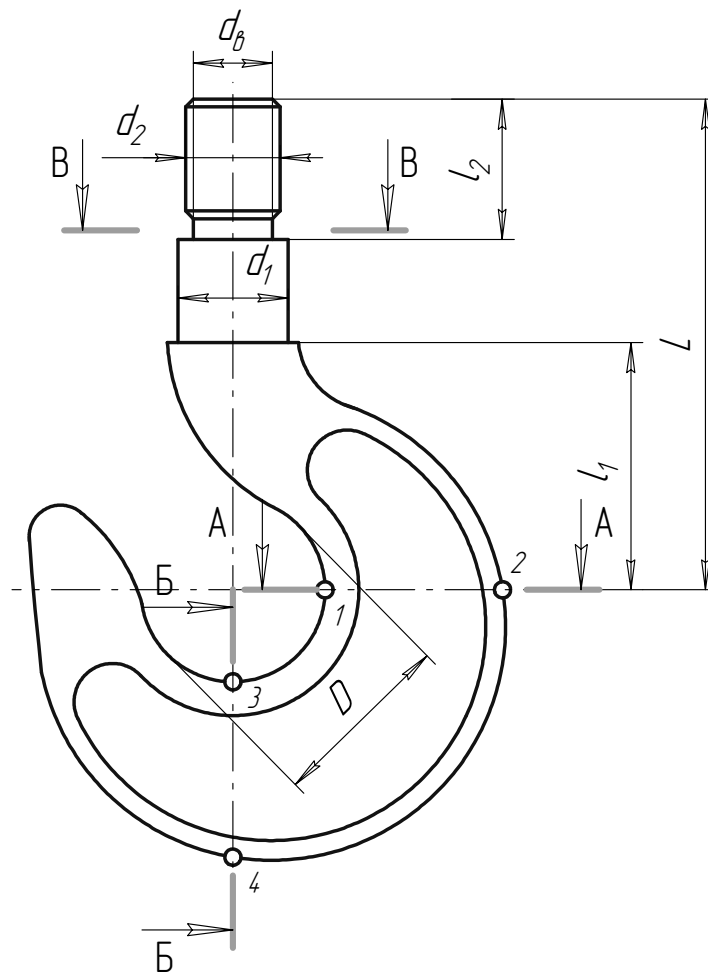
$$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \cdot \frac{h}{3} = \frac{75}{75} \cdot \frac{115}{3} = 38,3 \text{ мм.}$$

Відстань від центру тяжіння до крайнього зовнішнього волокна

$$e_2 = h - e_1 = 115 - 38,3 = 76,7 \text{ мм.}$$

Радіус кривизни осі, що проходить через центр тяжіння перетину

$$r = e_1 + D/2 = 38,3 + 120/2 = 98,3 \text{ мм.}$$



Трансформація перетину А-А

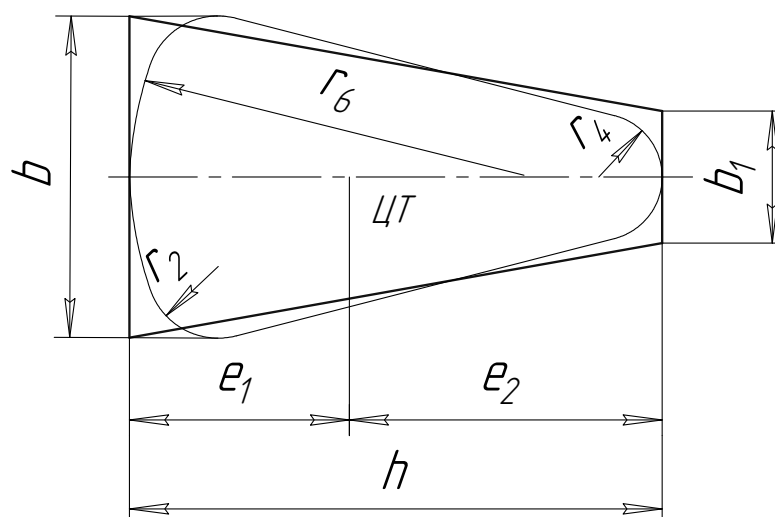


Рис. 2.1. Геометричні параметри гаку

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Коефіцієнт форми перетину

$$K = 0,12 \cdot \frac{h}{D} - 0,002 \cdot \frac{b}{b_1} - 0,0164 = 0,12 \cdot \frac{115}{120} - 0,0164 = 0,986.$$

Найбільше нормальне напруження в точці 1 перетину А-А

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot Q_{\max} \cdot e_1}{A \cdot K \cdot D} = \frac{2 \cdot 109000 \cdot 38.3}{4312.5 \cdot 0,986 \cdot 120} = 163 < [\sigma] = 210 \text{ МПа},$$

де $Q_{\max} = 109000 \text{ Н}$ – максимальне робоче навантаження;

$[\sigma] = 210 \text{ МПа}$ – допустиме навантаження для перетину А-А (див. табл. 3.8 [1]).

Нормальне напруження в точці 3 перетину Б-Б:

$$\sigma_3 = \frac{Q_{\max} \cdot e_1}{A \cdot K \cdot D} = \frac{109000 \cdot 38.3}{4312.5 \cdot 0,986 \cdot 120} = 81,5 \text{ МПа}.$$

Напруження зрізу в перетині Б-Б:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q_{\max}}{2A} = \frac{109000}{2 \cdot 4312.5} = 12,63 \text{ МПа}.$$

Еквівалентні напруження в точці 3

$$\sigma'_3 = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2} = \sqrt{81,5^2 + 3 \cdot 12,63^2} = 78,5 \text{ МПа} < [\sigma_6] = 110 \text{ МПа},$$

де $[\sigma_6] = 110 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для перетину Б-Б (див. табл. 3.8 [1]).

Напруження розтягнення в хвостовику (перетин В-В)

$$\sigma_3 = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d_d^2} = \frac{4 \cdot 109000}{3.14 \cdot 57.5^2} = 41,9 < [\sigma_в] = 65 \text{ МПа},$$

де $d_в = 57,5 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр різьби;

$[\sigma_в] = 65 \text{ МПа}$ – допустиме напруження розтягнення (див. табл. 3.8 [1]).

2.2. Вибір упорного підшипника для гаку

Для підвіски вибирають такий підшипник, щоб його внутрішній діаметр

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

був рівний діаметру d_1 шийки гаку, а статична вантажопідйомність була б не менше максимального робочого навантаження.

По ГОСТ 6874-75 (Додаток 3 [1]) вибираємо упорний одинарний шарикопідшипник 8214, що має наступні параметри (рис. 2.2):

- внутрішній діаметр посадочного кільця, мм..... $d = 70$;
- зовнішній діаметр, мм..... $D = 105$;
- висота, мм..... $H = 27$;
- статична вантажопідйомність, Н..... $[C] = 158000$.

Розрахункова статична вантажопідйомність підшипника

$$C_0 = f_s \cdot P_0 = 1,2 \cdot 109000 = 130800 < [C_0] = 158000 \text{ Н,}$$

де P_0 – еквівалентне статичне навантаження; для упорного підшипника;

$$P_0 = F = Q = 109000 \text{ Н;}$$

f_s - коефіцієнт надійності при статичному навантаженні; для нормальних вимог до легкості обертання $f_s = 0,8 \dots 1,2$.

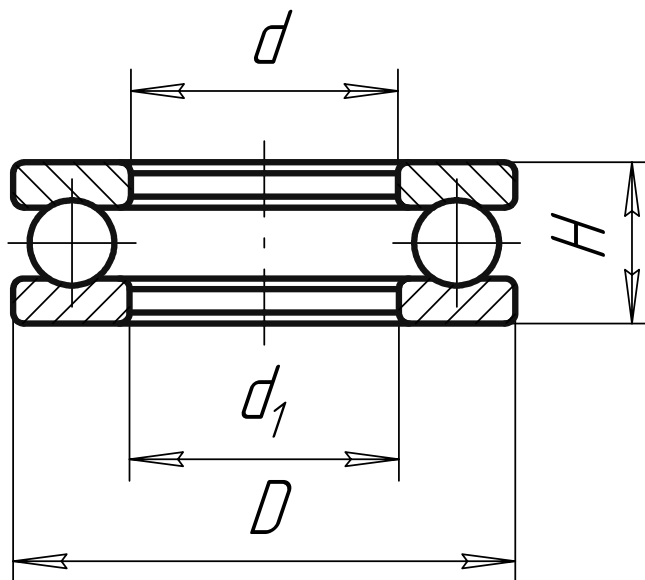


Рис. 2.2. Упорний підшипник для гаку

На динамічну вантажопідйомність підшипник не перевіряється, оскільки гак здійснює рідкі хитальні рухи.

2.3. Вибір блоків

Розрахунковий діаметр основних блоків

$$D_{\text{бл}} > d_k \cdot (h_2 - 1) = 15 \cdot (17 - 1) = 240 \text{ мм},$$

де d_k - діаметр каната;

h - коефіцієнт діаметра основного блока (табл. 4.1, [1]); для групи класифікації механізму МЗ $h_2 = 17$.

Розміри основних блоків.

По нормалі (Додаток 8, [1]) приймаємо основні блоки з наступними параметрами (рис. 2.3):

- робочий діаметр, мм $D_{\text{бл}} = 280$;
- зовнішній діаметр, мм $D = 336$;
- довжина ступиці, мм $l_{\text{ст}} = 60$;
- матеріал..... сталь 35ЛП.

Розміри зрівноважувального блока.

По нормалі (Додаток 8, [1]) приймаємо наступні розміри зрівноважувального блока:

- робочий діаметр, мм $D_{\text{бл}} = 280$;
- зовнішній діаметр, мм $D = 376$;
- довжина ступиці, мм $l_{\text{ст}} = 60$;
- матеріал.....сталь 35Л.

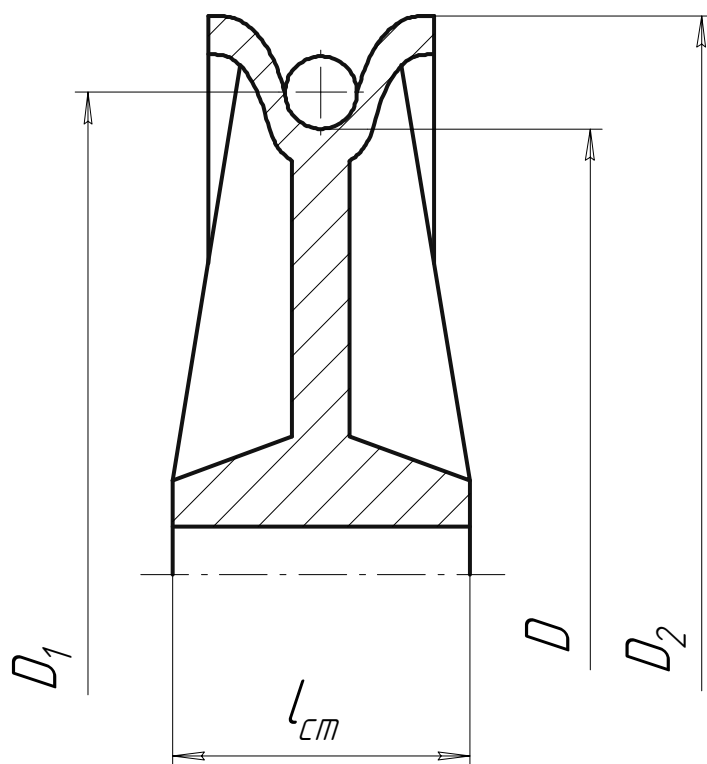


Рис. 2.3. Геометричні параметри блока

2.4. Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Підшипники вибирають по діаметру вісі. По ГОСТ 8338-75 (Додаток 10, [1]) для блоків підвіски прийняті радіальні однорядні шарикопідшипники з наступними параметрами:

- умовне позначення 214;
- внутрішній діаметр, мм..... $d = 70$;
- зовнішній діаметр, мм..... $D = 125$;
- ширина, мм..... $B = 24$;
- динамічна вантажопідйомність, Н $[C] = 61800$;
- статична вантажопідйомність, Н $[C] = 37500$;
- маса, кг..... 1,80.

Підшипники блоків надівають на вісь без натягу (посадка L0/h6), тому основні концентраторами напружень в осі можуть бути тільки поперечні отвори для змащення.

2.5. Розрахунок траверси

Траверсу представляють як балку (рис. 2.4), опорами якої служать сережки. Отже, проліт траверси рівний прольоту вісі

$$l_T = l = 340 \text{ мм.}$$

Навантаження $Q_{\max}$, що передається гайкою гаку через упорний підшипник, приймається зосереджене в центрі траверси.

Траверса має два небезпечних перетини: центральне А-А, послаблене отвором d_1 для пропуски шейки гаку, та перетин Б-Б – місце переходу цапфи $d_{\text{ц}}$ в тіло траверси. Така розрахункова схема типова для траверс нормальних та полегшених гакових підвісок.

Вихідні дані до розрахунку траверси

- матеріал.....стал 45;
- межа міцності, МПа (табл. 3.2 [1])..... $\sigma_B = 610$;
- межа текучості, МПа (там же)..... $\sigma_T = 360$;
- межа стомлення, МПа (там же)..... $\sigma_{-1H} = 290$;
- лінійні розміри, мм..... $\delta_2 = 9$; $d_0 = 85$; $l_T = 350$.

Ширина траверси

$$b = D + (20 \dots 35) = 105 + (20 \dots 35) = 125 \dots 140 \text{ мм,}$$

де D – зовнішній діаметр упорного підшипника для гаку.

Прийнято $b = 130 \text{ мм.}$

Висота траверси визначається із умови міцності перетину А-А на згин. З огляду на симетричне розташування навантаження $Q_{\max}$ відносно сережок, опорні реакції

$$R_A = R_B = Q_{\max}/2 = 109000/2 = 54500 \text{ Н}$$

Згинаючий момент в перетині Б-Б

$$M_A = R_A \cdot l_T / 2 = 54500 \cdot 340 / 2 = 9265000 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустиме напруження для перетину А-А

$$[\sigma_A] = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,6 \cdot 1,4} = 111,54 \text{ МПа,}$$

де K_σ - коефіцієнт концентрації напруження; для перетину траверси, що послаблене отвором $K_\sigma = 2,6$;

$[S]$ - запас міцності; для режиму роботи автокрана МЗ $[S] = 1,4$.

Необхідний момент опору перетину А-А

$$W_A = \frac{M_A}{[\sigma_A]} = \frac{9265000}{111,54} = 83064,4 \text{ мм}^3.$$

Нехтуючи проточкою під кільце упорного підшипника можна записати

$$W_A = \frac{(b - d_1) \cdot h_T^2}{6}.$$

Звідси висота траверси

$$h_T = \sqrt{\frac{6 \cdot W_A}{b - d_1}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 83064,4}{130 - 70}} = 91,14 \text{ мм.}$$

Приймаємо $h_T = 95 \text{ мм.}$

Діаметр цапфи визначається із двох умов: міцності цапф на згин та забезпечення допустимого напруження зминання в зоні контакту цапфи з боковою стінкою.

Згинаючий момент в перетині Б - Б

$$M_B = R_B \cdot \frac{\delta}{2} = 54500 \cdot \frac{9}{2} = 245250 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Допустиме напруження в перетині Б - Б

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

$$[\sigma_B] = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107,41 \text{ МПа},$$

де K_σ - коефіцієнт концентрації напруження; для цапфи траверси з гантельним переходом $K_\sigma = 2,7$;

$[S]$ - запас міцності; такого ж значення як і для перетину А - А.

Діаметр цапфи із розрахунку на згин

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1 \cdot [\sigma_B]}} = \sqrt[3]{\frac{245250}{0,1 \cdot 107,41}} = 28,34 \text{ мм}.$$

Діаметр цапфи із розрахунку на зминання

$$d_{\text{ц}} = \frac{R_B}{[\sigma_{\text{см}}] \cdot \delta} = \frac{54500}{165 \cdot 9} = 36,7 \text{ мм},$$

де $[\sigma_{\text{см}}] = 165 \text{ МПа}$ – допустиме напруження зминання.

Приймаємо $d_{\text{ц}} = 40 \text{ мм}$.

2.6. Розрахунок сережки

Розрахунок сережки (рис. 2.5) виконуємо по розтягуючому зусиллю $Q_{\text{max}}/2$.

При постійній ширині В сережки и $d_0 > d_t$ одним із небезпечних буде перетин А-А. Крім цього перевіряється міцність провущин сережки в перетинах Б-Б.

Ширина сережки

$$S = (1,8...2) \cdot d_0 = (1,8...2) \cdot 85 = 153...170 \text{ мм}.$$

Приймаємо $B = 170 \text{ мм}$.

Напруження в перетині А – А

$$\sigma_A = \frac{Q_{\text{max}}}{2 \cdot (B - d_0) \cdot \delta_2} = \frac{109000}{2 \cdot (0,17 - 0,085) \cdot 0,018} = 35,621 \text{ МПа} < [\sigma] = 110 \text{ МПа},$$

де $[\sigma_p] = 110 \text{ МПа}$ – допустиме напруження розтягу для сталі марки 20.

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

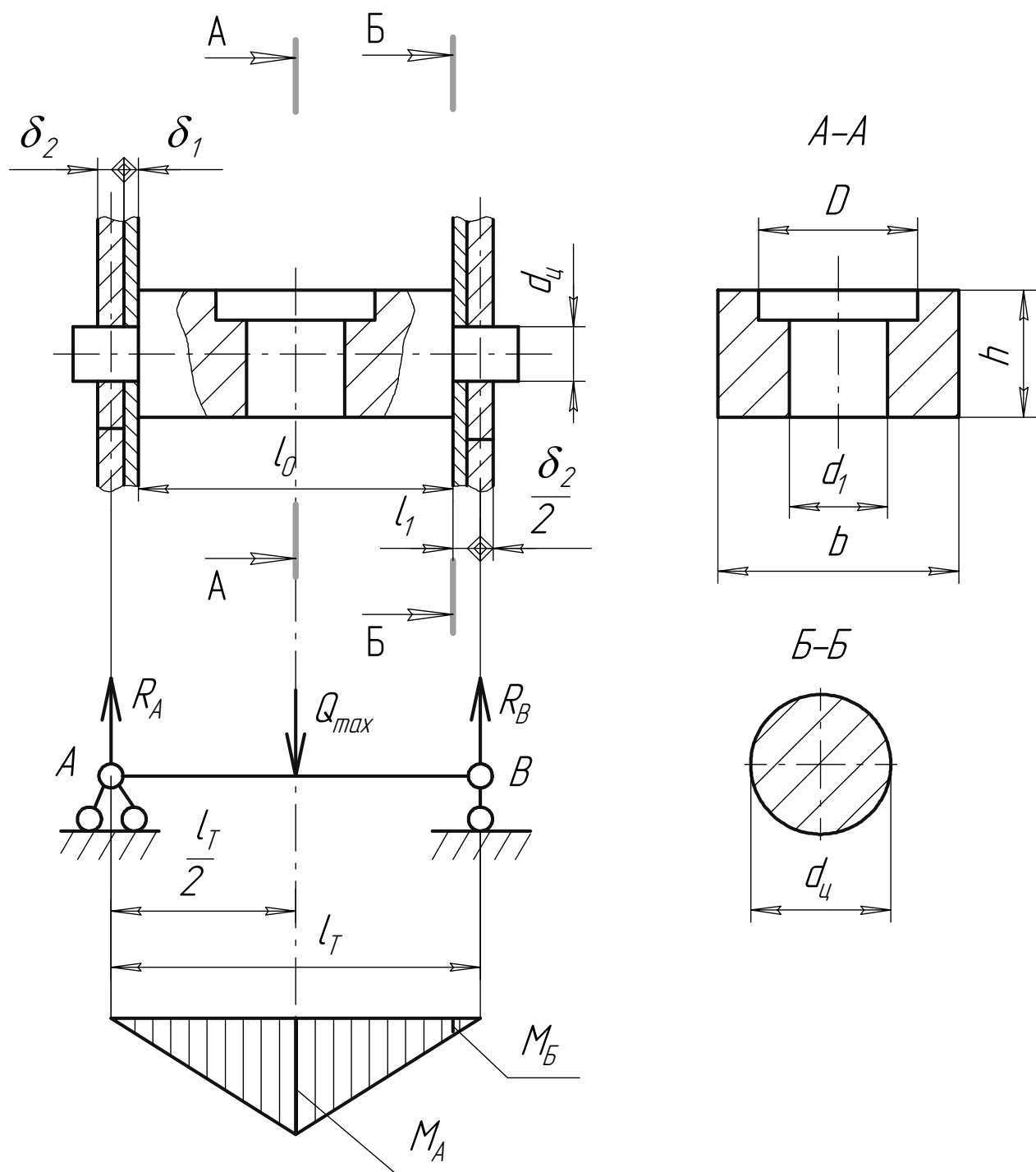


Рис. 2.4. Розрахункова схема до розрахунку траверси

Напруження в перетині Б – Б. Провушина представляється як товстостінний циліндр, що навантажений зсередини тиском

$$P_b = \frac{Q_{\max}}{2 \cdot \delta_2 \cdot d_0},$$

а з зовні – тиском $P_H = 0$. Згідно формулам Ляме – Гадолина [11], у цьому випадку найбільші напруження будуть на внутрішній поверхні, в точці 1:

$$\sigma_B = P_B \cdot \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2}.$$

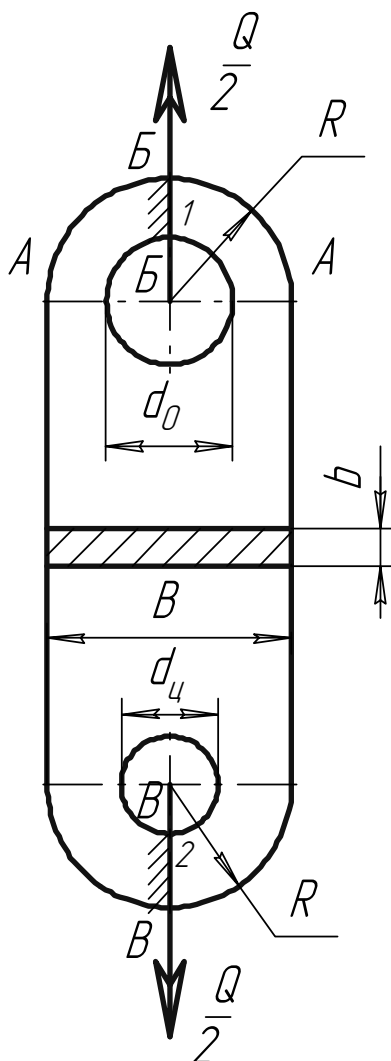


Рис. 2.5. Розрахункова схема серезки

Стосовно до перетину Б-Б

$$D_H = B \quad \text{та} \quad D_B = d_0,$$

тоді

$$\begin{aligned}\sigma_B &= \frac{Q_{\max}}{2 \cdot \delta_2 \cdot d_0} \cdot \frac{B^2 + d_0^2}{B^2 - d_0^2} = \frac{109000}{2 \cdot 0,018 \cdot 0,085} \cdot \frac{0,17^2 + 0,085^2}{0,17^2 - 0,085^2} = \\ &= 35620915,03 \cdot 1,66666 = 59,4 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 110 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Напруження в перетині В-В

$$\begin{aligned}\sigma_B &= \frac{Q_{\max}}{2 \cdot \delta_2 \cdot d_{\text{ц}}} \cdot \frac{B^2 + d_{\text{ц}}^2}{B^2 - d_{\text{ц}}^2} = \frac{109000}{2 \cdot 0,018 \cdot 0,094} \cdot \frac{0,17^2 + 0,094^2}{0,17^2 - 0,094^2} = \\ &= 32210401,89 \cdot 1,88078 = 60,581 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 110 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Умова міцності для всіх небезпечних перетинів сережки виконується.

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. Розрахунок механізму підйому вантажу автомобільного крана

3.1. Вибір каната

Натяжне зусилля в канаті підйому вантажу визначається по формулі:

$$S = \frac{P \cdot g}{u \cdot a \cdot \eta_{\Pi}},$$

де $P = 10$ т – вантажопідйомність крана КрАЗ – 255 Б;

$u = 4$ – кратність вантажопідйомного поліспада;

$a = 1$ – коефіцієнт типу поліспада (для простого поліспада);

η_{Π} - ККД поліспада.

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta_6^u)}{(1 - \eta_6) \cdot u} \cdot \eta_6^{n_6} = \frac{(1 - 0,98^4)}{(1 - 0,98) \cdot 4} \cdot 0,98^6 = 0,855,$$

де $\eta_6 = 0,98$ – КПД блока.

Тоді

$$S = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{4 \cdot 1 \cdot 0,855} = 28684,21 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля в канаті

$$F_0 \geq S \cdot z_p = 28684,21 \cdot 3,55 = 101828,95 \text{ Н,}$$

де $z_p = 3,55$ – коефіцієнт запасу каната для режиму роботи МЗ автомобільних кранів.

По розрахунковому зусилля вибираємо сталевий канат ГОСТ 2688 – 69 подвійної навивки типу ЛК – Р із наступною технічною характеристикою:

- діаметр $d = 15,0$ мм;
- площа перетину каната $F_k = 86,28 \text{ мм}^2$;
- розрахункове розривне зусилля $F_0 = 117\,000 \text{ Н}$.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						62	10
					БМО-23мп		

3.2. Розрахунок діаметра, канатомістності та довжини барабана

Мінімальний розрахунковий діаметр барабана по центру каната, що навивається на нього дорівнює:

$$D_1 = h_1 \cdot d,$$

де h_1 - мінімальне значення коефіцієнта вибору діаметра барабана; для режиму

МЗ автомобільного крана $h_1 = 14$;

d – діаметр каната.

Тоді

$$D_1 = 14 \cdot 15,0 = 210 \text{ мм.}$$

Мінімальний робочий діаметр барабана

$$D = D_1 - d = 210 - 15 = 195 \text{ мм.}$$

Із врахуванням необхідності зменшення габаритних розмірів вантажопідйомність лебідки приймаємо $D = 490 \text{ мм.}$

Канатомістність барабана

$$L = H \cdot u + (1,5 \dots 2) \cdot (D + d),$$

де $H = 13 \text{ м}$ – максимальна висота підйому вантажу;

$u = 4$ – кратність вантажного поліспада;

$1,5 \dots 2$ – кількість запасних витків;

$D = 490 \text{ мм}$ – прийнятий робочий діаметр барабана;

$d = 15,0 \text{ мм}$ – діаметр каната.

$$L = 13 \cdot 4 + 2 \cdot (0,49 + 0,015) = 53,01 \text{ м.}$$

Довжина барабана

$$l_6 = \frac{L \cdot d}{m \cdot \pi \cdot (D + m \cdot d)},$$

де m – кількість шарів навивки каната.

При $m = 1$

$$l_6 = \frac{53,01 \cdot 0,015}{1 \cdot 3,14 \cdot (0,49 + 1 \cdot 0,015)} = 0,50145 \text{ м.}$$

При $m = 2$

$$l_6 = \frac{53,01 \cdot 0,015}{2 \cdot 3,14 \cdot (0,49 + 2 \cdot 0,015)} = 0,2435 \text{ м.}$$

Приймаємо $m = 1$.

3.3. Розрахунок на міцність барабана

Для виготовлення барабана використовуємо сірий чавун СЧ – 15 – 32 з межею міцності на стиснення $\sigma_b = 700 \text{ МПа}$.

Товщину стінки барабана визначаємо на стиснення по формулі

$$\delta = \frac{S}{d \cdot [\sigma_{сж}]} = \frac{28684,21}{0,015 \cdot 164,7 \cdot 10^6} = 0,01161069 \text{ м} \approx 0,012 \text{ м,}$$

де $[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_{сж}}{K} = \frac{700}{4,25} = 164,7 \text{ МПа}$ – допустиме напруження стисненню;

K – коефіцієнт запасу міцності; для механізмів підйому з гаком $K = 4,25$.

За умовою технології виготовлення литих барабанів товщина їх стінки повинна бути не менше 12 мм та може бути визначена для чавунного барабана по формулі

$$\delta = 0,02 \cdot D + (0,006 \dots 0,01) = 0,02 \cdot 0,49 + 0,01 = 0,0198 \text{ м} \approx 0,02 \text{ м.}$$

По більшому із розрахункових значень δ приймаємо кінцеве значення товщини стінки барабана.

Приймаємо товщину стінки барабана $\delta = 0,02 \text{ м} = 20 \text{ мм}$.

Крім стиснення стінка барабана сприймає деформацію від згину та кручення (рис. 3.1).

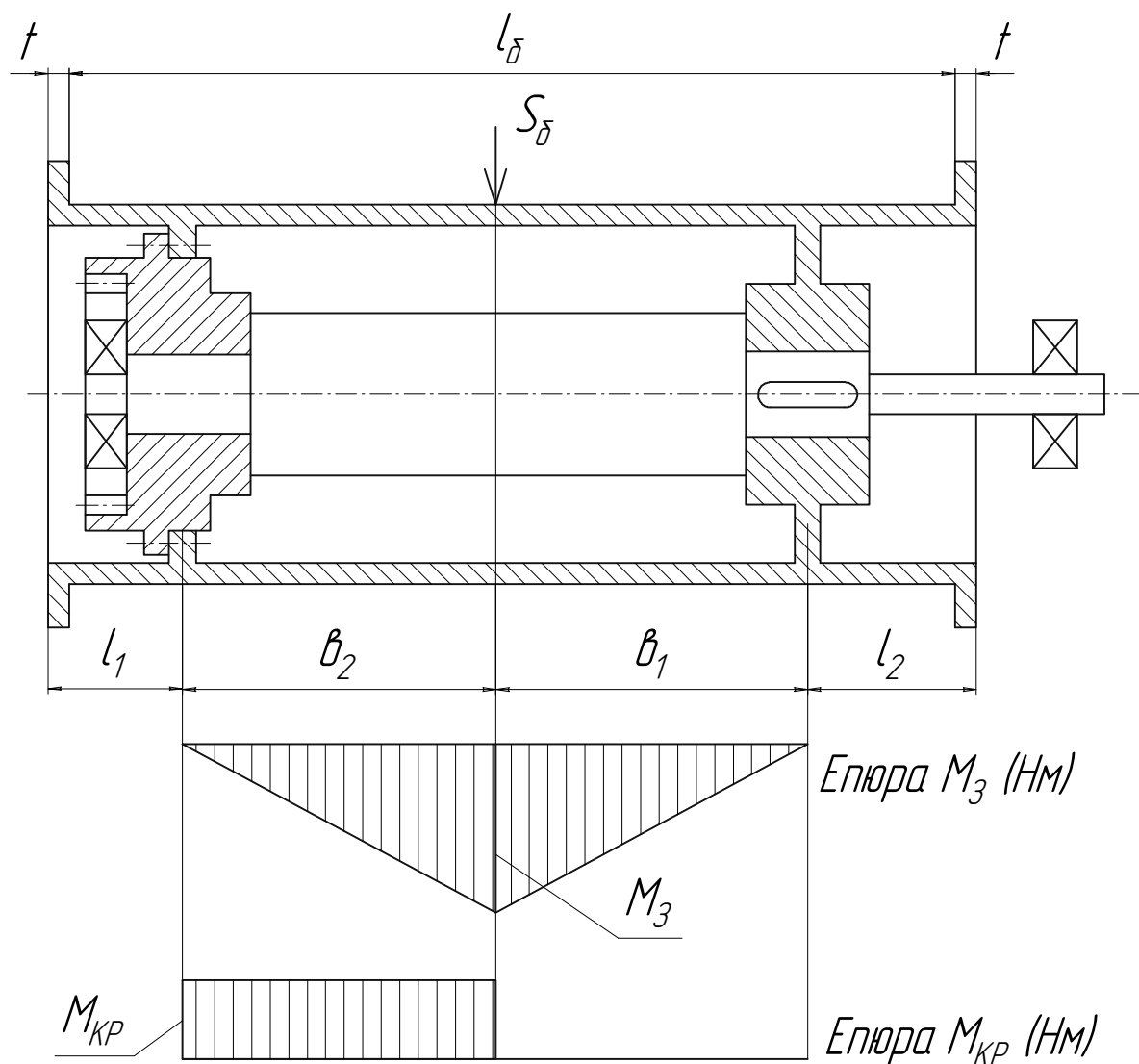


Рис. 3.1. Розрахункова схема барабана для розрахунку на міцність

Крутний момент, який передає барабан

$$M_{кр} = S \cdot \frac{D_{ср}}{2},$$

де $D_{ср}$ – середній діаметр барабана із врахуванням кількості шарів навивки.

$$D_{ср} = D + (m - 1) \cdot d = 0,49 + (2 - 1) \cdot 0,015 = 0,505 \text{ м.}$$

Тоді

$$M_{кр} = 28684,21 \cdot \frac{0,505}{2} = 7242,763 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Згинаючий момент визначаємо для випадку, коли канат, що навивається знаходиться на поверхні барабана по середині між ступицями його кріплення

$$b_1 = 0,5 \cdot (l_6 + 2 \cdot t - l_1 - l_2) = 0,5 \cdot (500 + 2 \cdot 16 - 60 - 140) = 165 \text{ мм},$$

де $t = 20 \dots 40$ мм – товщина бокових стінок барабана в межах його діаметра $D = 200 \dots 500$ мм;

$l_1 = 60 \dots 70$ мм; $l_2 = 140 \dots 160$ мм – конструктивні параметри барабана.

Згинаючий момент

$$M_{изг} = 0,5 \cdot S \cdot b_1 = 0,5 \cdot 28684,21 \cdot 0,165 = 2366,45 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Складне навантаження від згину та кручення

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{изг}^2 + (\varphi \cdot M_{кр})^2}}{W_p} \leq [\sigma],$$

де $\varphi = 0,75$ – коефіцієнт зведення навантаження;

$[\sigma] = 30$ МПа – допустиме навантаження для чавуна СЧ – 15 – 32 на згин;

W_p – екваторіальний момент опору поперечного перетину барабана при

$$\text{крученні; } W_p = 0,1 \cdot \frac{D^4 - D_2^4}{D},$$

де $D_2 = D - 2 \cdot \delta = 0,49 - 2 \cdot 0,02 = 0,45$ м – внутрішній діаметр барабана.

Тоді маємо

$$W_p = 0,1 \cdot \frac{0,49^4 - 0,45^4}{0,49} = 0,003396 \text{ м}^3;$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{2366,45^2 + (0,75 \cdot 7242,763)^2}}{0,003396} = 1744746,103 \text{ Па} \approx 1,745 \text{ МПа} < [\sigma] = 30 \text{ МПа}.$$

Умова виконується.

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

3.4. Розрахунок на міцність вісі барабана

Для виготовлення вісі барабана приймаємо сталь 45 із межею міцності $\sigma = 610 \text{ МПа}$.

Після конструктивної проробки визначаємо загальну довжину вісі та відстані від діючих зусиль та реакцій в опорах (рис. 3.2).

Відстані l_1 і l_2 приймаємо згідно попереднього розрахунку вузла барабана.

Конструктивні розміри l_3, l_4, l_5 приймаємо в наступних межах:

$$l_3 \approx 30 \dots 50 \text{ мм};$$

$$l_4 \approx 120 \dots 140 \text{ мм};$$

$$l_5 \approx 100 \dots 120 \text{ мм};$$

Довжина вісі барабана між опорами рівна:

$$l_B = l_6 + 2 \cdot t + l_5 - l_3 = 500 + 2 \cdot 15 + 110 - 30 = 600 \text{ мм}.$$

Відстань між напрямком дії зусилля S і ступенями кріплення барабана до осі:

$$b_2 = 0,5 \cdot (l_6 + 2 \cdot t - l_2 - l_3 - l_4) = 0,5 \cdot (500 + 2 \cdot 15 - 140 - 30 - 120) = 120 \text{ мм}.$$

$$\text{Розміри } a_1 = l_4 = 120 \text{ мм}, a_2 = a_1 + 2 \cdot b_1 = 140 + 2 \cdot 165 = 450 \text{ мм}.$$

Зусилля, що діють з боку ступиць на вісь:

$$F_C = F_D = 0,5 \cdot S = 0,5 \cdot 28684,21 = 14342,105 \text{ Н}.$$

Згинаючий момент в точках C та D :

$$M_C = R_A \cdot a_1$$

$$M_D = R_B \cdot (l_B - a_2)$$

Знаходимо реакції на осі барабана:

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_B \cdot l_b - F_c \cdot a_1 - F_D \cdot a_2 = 0;$$

$$R_B = \frac{F_c \cdot a_1 + F_D \cdot a_2}{l_b} = \frac{14342,105 \cdot (0,12 + 0,45)}{0,6} = 13624,99975 \text{ Н} \approx 13625 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_A \cdot l_b + F_c \cdot (l_b - a_1) + F_D \cdot (l_b - a_2) = 0;$$

$$R_A = \frac{F_c \cdot (l_b - a_1) + F_D \cdot (l_b - a_2)}{l_b} =$$

$$= \frac{14342,105 \cdot (0,6 - 0,12) + 14342,105 \cdot (0,6 - 0,15)}{0,6} = 15059,21 \text{ Н}.$$

Тоді

$$M_C = 15059,21 \cdot 0,12 = 1807,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = 13625 \cdot (0,6 - 0,45) = 2043,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По відомим згинаючим моментам розраховуємо діаметр вісі:

$$d_C = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_C}{[\sigma]}} = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1807,1}{55 \cdot 10^6}} = 0,07046 \text{ м};$$

$$d_D = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_D}{[\sigma]}} = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2043,75}{55 \cdot 10^6}} = 0,0734 \text{ м},$$

де $[\sigma] = 55 \text{ МПа}$ – допустиме напруження згину для матеріалу вісі (сталь 45 при симетричному циклі навантаження).

Приймаємо $d_C = d_D = 0,08 \text{ м}$.

3.5. Вибір підшипників вісі барабана

Вісь барабана встановлюють на ролико- або шарикопідшипники радіальні сферичні двохрядні.

Підшипник опори А встановлюємо у виточку тихохідного вала редуктора Ц2 – 400. Оскільки вісь барабана не обертається відносно вала редуктора, то підшипник опори В вибираємо по статичному навантаженню.

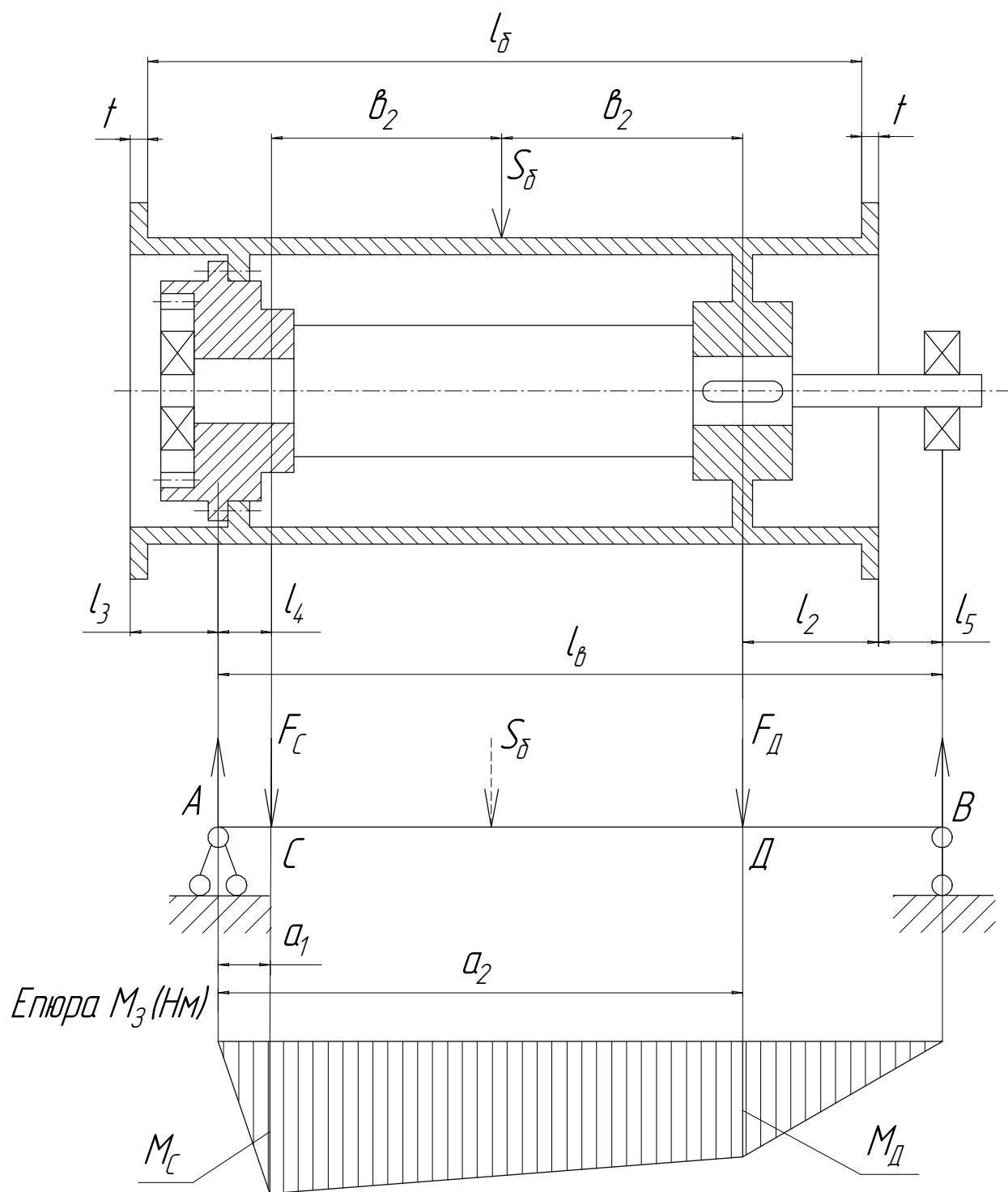


Рис. 3.2. Параметрична та розрахункова схеми вісі барабана і епюра згинаючих моментів

Розрахункове навантаження на підшипник:

$$Q_p = k_6 \cdot R_A = 1,2 \cdot 15059,21 = 18071,052 \text{ Н.}$$

По цьому навантаженню для діаметра цапфи 65 мм вибираємо шарикопідшипник радіальний сферичний двохрядний середньої вузької серії № 1313, із зовнішнім діаметром $D = 140$ мм, внутрішнім діаметром $d = 65$ мм та вантажопідйомністю $C = 61,8$ кН.

Для режиму роботи МЗ автомобільного крана:

$$F_{r1} = R_B = 13625 \text{ Н;}$$

$$F_{r2} = 0,5 \cdot F_{r1} = 0,5 \cdot 13625 = 6812,5 \text{ Н;}$$

$$F_{r3} = 0,195 \cdot F_{r1} = 0,195 \cdot 13625 = 2656,875 \text{ Н;}$$

$$F_{r4} = 0,05 \cdot F_{r1} = 0,05 \cdot 13625 = 681,25 \text{ Н.}$$

Номінальна довговічність підшипника:

$$L = \frac{60 \cdot n_6}{10^6} \cdot L_h,$$

де n_6 – частота обертання барабана, хв.^{-1} ;

L_h – термін служби підшипника; для режиму роботи МЗ $L_h = 5000$ годин.

$$L = \frac{60 \cdot 30,27}{10^6} \cdot 5000 = 9,081 \text{ млн. об.}$$

Довговічність підшипників відповідно ступеням радіального навантаження для режиму МЗ рівна:

$$L_1 = 0,1 \cdot L = 0,1 \cdot 9,081 = 0,9081 \text{ млн. об.};$$

$$L_2 = 0,5 \cdot L = 0,5 \cdot 9,081 = 4,5405 \text{ млн. об.};$$

$$L_3 = 0,1 \cdot L = 0,1 \cdot 9,081 = 0,9081 \text{ млн. об.};$$

$$L_4 = 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 9,081 = 2,7243 \text{ млн. об.}$$

Для радіального роликопідшипника еквівалентне навантаження розраховуємо по формулі:

$$Q_i = (X \cdot V \cdot F_{ri} + Y \cdot F_{ai}) \cdot K_6 \cdot K_t,$$

де $V = 1$; $F_{ai} = 0$; $K_6 = 1,2$; $K_t = 1$.

$$Q_1 = 1 \cdot 1 \cdot 13625 \cdot 1,2 \cdot 1 = 16350 \text{Н};$$

$$Q_2 = 1 \cdot 1 \cdot 6812,5 \cdot 1,2 \cdot 1 = 8175 \text{Н};$$

$$Q_3 = 1 \cdot 1 \cdot 2656,875 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3188,25 \text{Н};$$

$$Q_4 = 1 \cdot 1 \cdot 681,25 \cdot 1,2 \cdot 1 = 817,5 \text{Н}.$$

Еквівалентне навантаження:

$$Q = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 \cdot L_1 + Q_2^3 \cdot L_2 + Q_3^3 \cdot L_3 + Q_4^3 \cdot L_4}{L}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16350^3 \cdot 0,9081 + 8175^3 \cdot 4,5405 + 3188,25^3 \cdot 0,9081 + 817,5^3 \cdot 2,7243}{9,081}} = 8936,371 \text{Н}.$$

Динамічна вантажопідйомність:

$$C = L^{1/\alpha} \cdot Q = 9,081^{1/3,33} \cdot 8936,371 = 17333,61 \text{Н}.$$

З метою дотримання уніфікації опори В приймаємо підшипник № 1313, який повністю задовольняє по динамічній вантажопідйомності.

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

4. Гідропривід

4.1. Опис схеми гідравлічної системи крана

Гідравлічний привід механізмів крана виконаний за відкритою (розімкнутою) двонасосною схемою і включає гідробак, насоси, гідродвигуни виконавчих механізмів, пристрої для розподілу та регулювання потоків робочої рідини, контрольну апаратуру, допоміжні пристрої та трубопроводи.

Відкрита схема дозволяє застосовувати як гідродвигуни окремих механізмів силові гідроциліндри з одностороннім штоком, а застосування двох насосів забезпечує незалежне управління механізмами, що живляться від різних насосів.

Принципова гідравлічна схема крана представлена на аркуші формату А1 графічної частини.

Джерелом тиску є аксіально-поршневі насоси НА1 та НА2.

Насос НА1, залежно від положення трипозиційного золотника Р4, живить або механізми неповоротної частини крана (блокування підвіски та виносних опор), або групу механізмів поворотної частини крана (механізми повороту та висування секцій стріли та привід компресора кондиціонера), або ж використовується для попереднього прогріву робочої рідини, що знаходиться в гідробаку, при роботі крана в зимовий час.

Кондиціонером кран обладнується за спеціальним замовленням.

Насос НА2 служить для живлення механізму лебідки та механізму підйому стріли.

Гідродвигуном лебідки є регульований аксіально-поршковий гідромотор М2, що забезпечує можливість отримання підвищених швидкостей під час роботи з малими вантажами, а гідродвигунами механізму повороту та приводу

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						72	16
					БМО-23мп		

компресора кондиціонера – нерегульовані аксіально-поршневі гідромотори М1, М3 відповідно. Гідродвигунами інших механізмів (блокування підвіски, виносних опор, підйому стріли, висування секцій стріли) є гідроциліндри зворотно-поступального руху двосторонньої дії.

Секційний трипозиційний гідророзподільник Р1 призначений для керування механізмом блокування підвіски та механізмом виносних опор.

Секційний трипозиційний гідророзподільник Р2 призначений для керування механізмами повороту, висування секцій стріли. До незадіяної секції гідророзподільника Р2 можливе підключення допоміжної механізму лебідки. Гідророзподільник Р2, залежно від того, поставляється кран з кондиціонером або без нього, має два виконання, що відрізняються конструкцією зливної секції.

Секційний трипозиційний гідророзподільник Р3 призначений для управління механізмами лебідки та підйому стріли.

Регулювання робочих швидкостей механізмів – комбіноване: зміною частоти обертання валу двигуна (насоса) та дроселюванням робочої рідини у каналах гідророзподільників.

Двопозиційні гідророзподільники Р7...Р10 з електромагнітним керуванням мають наступне призначення: гідророзподільник Р7 служить для управління розмикачами Ц14 і Ц15 фіксаторів середньої секції стріли, гідророзподільник Р8 – для включення підвищених швидкостей лебідки, а гідророзподільники Р9 та Р10 – для автоматичного.

Кран зтягування гака Р5 обмежує зусилля на гаку головної лебідки під час крана в транспортне положення.

Двоходовий кран Р6 служить для включення приводу компресора кондиціонера.

Робоча рідина розміщується в гідробаку Б і очищається в процесі роботи розташованим у зливальній магістралі лінійним фільтром Ф. Робоча рідина передається по сталевих трубопроводах і гнучким шлангам (рукавам), а з

неповоротною на поворотну частину крана через з'єднання А, що обертаються.

Запобіжні клапани КП1...КП4, КП6...КП10 оберігають гідросистему, а також окремі елементи гідроприводу та механізми від перевантажень. Значення величин налаштування запобіжних клапанів КП1...КП4, КП6...КП10 мають відповідати даним таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Позначення	P5	КП1	КП2	КП3	КП4	КП6	КП7	КП8	КП9	КП10
Величина налаштування, МПа	2 ^{+0,5}	5 ⁺¹	9 ⁺¹	9 ⁺¹	23 ⁺¹	14 ⁺¹	20 ⁺¹	23 ⁺¹	10 ⁺¹	3,5 ⁺¹

Гідрозамки ЗМ1...ЗМ10, замикаючи відповідні порожнини гідроциліндрів, перешкоджають мимовільному переміщенню штоків гідроциліндрів під дією зовнішнього навантаження, у разі обриву шлангів трубопроводів, а також через внутрішні витоки в гідророзподільниках при нейтральному положенні їх золотників.

Гальмівні клапани КТ1...КТ3 запобігають прискореному («обгінному») руху відповідного механізму при дії на механізм зовнішнього попутного навантаження.

Діагностичний манометр МН1 входить до комплекту ЗІП (запасні частини, інструмент, приладдя) крана (зі шлангом ГТ13) і призначається для контролю тиску в різних точках гідросистеми при технічному обслуговуванні крана.

Для підключення діагностичного манометра на поворотній частині крана передбачені вентилі ВН3...ВН10, що змонтовані в трубопроводах. Нормально закриті гвинти ВН13, ВН14 служать для приведення в транспортне положення відповідних механізмів обертання та лебідки при виході з ладу насосів або їх приводу.

Ручний насос РН призначений для приведення крана в транспортне

положення при виході з ладу насосів або їх приводів, а також заправки гідросистеми крана робочою рідиною при її заміні.

Призначення інших апаратів та пристроїв наведено нижче, при описі роботи гідросхеми та при описі їх конструкції.

4.1.1. Опис роботи гідросхеми

На принциповій гідравлічній схемі елементи управління зображені у вихідному положенні: золотники гідророзподільників Р1, Р2 і Р3 знаходяться в нейтральному положенні, електромагніти гідророзподільників Р7...Р10 знеструмлені.

При включенні приводу насосів робоча рідина від насоса НА1 через кран Р4 надійде до гідророзподільника Р1 (вентиль ВН17 закритий), через відкритий переливний канал гідророзподільника в його зливальний канал, і далі через зворотний клапан КО і фільтр Ф в гідробак Б. Опір потоку робочої рідини буде невеликий і насос Н1 працює без навантаження, а від насоса НА2 через обертове з'єднання А надійде до гідророзподільника Р3 і через його відкритий переливний канал в зливну магістраль і далі через обертове з'єднання А і фільтр Ф надійде в гідробак Б. Насос Н2 також працює без навантаження.

4.1.2. Механізм блокування підвіски

При роботі механізмів неповоротної частини крана трипозиційний розподільювач Р4 повинен перебувати у лівому (зображеному на схемі) положенні.

Далі в описі «верхнє (за схемою) положення» - це верхній прямокутник у схемі секції гідророзподільника, подумки пересунутий на місце середнього, «нижнє (за схемою) положення» - нижній прямокутник, пересунутий на місце

середнього.

Для блокування підвіски шасі золотник ІУ гідророзподільника Р1 встановлюється у верхнє (за схемою) положення, при цьому переливний канал гідророзподільника перекривається і подається насосом НА1 робоча рідина від гідророзподільника через зворотні клапани гідрозамків ЗМ5 і ЗМ6 надійде в поршневі порожнини гідроциліндрів Ц9 і Ц10. Зі штокових порожнин гідроциліндрів робоча рідина через гідророзподільник надходить у зливну магістраль. Штоки гідроциліндрів, висуваючись, заблокують підвіску. Після закінчення блокування золотник ІУ гідророзподільника Р1 має бути повернений у нейтральне положення.

Щоб розблокувати підвіску, золотник ІУ гідророзподільника Р1 слід встановити нижнє (за схемою) положення. При цьому робоча рідина від гідророзподільника надійде до штокових порожнин гідроциліндрів Ц9 і Ц10 та одночасно в лінії управління гідрозамків ЗМ5 і ЗМ6, примусово відкриваючи останні та забезпечуючи пропуск робочої рідини з поршневих порожнин гідроциліндрів через гідророзподільник на злив і втягування штоків гідроциліндрів.

4.1.3. Механізм виносних опор

Для висування балок виносних опор золотник ІІІ гідророзподільника Р1 встановлюється у нижнє (за схемою) положення; робоча рідина від гідророзподільника надходитиме в поршневі порожнини гідроциліндрів Ц5...Ц8, одночасно, в лінію управління гідрозамка ЗМ7, відкриваючи останній і забезпечуючи висування штоків гідроциліндрів. Зі штокових порожнин гідроциліндрів робоча рідина через відкритий гідрозамок ЗМ7 надходить у гідророзподільник і від нього в зливну магістраль.

Для втягування балок виносних опор золотник ІІІ гідророзподільника Р1,

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

встановлюється у верхнє (за схемою) положення і робоча рідина від гідророзподільника через зворотний клапан гідрозамка ЗМ7 надходить у штокові порожнини гідроциліндрів Ц5...Ц8, а з поршневих порожнин через гідророзподільника робоча рідина надходить в зливну магістраль.

Для установки крана на опори відповідні золотники гідророзподільника Р1 встановлюються у верхнє (за схемою) положення, а для втягування опор у нижнє (за схемою) положення.

Потоки робочої рідини для кожного гідроциліндра буде аналогічні описаним вище гідроциліндрів механізму блокування підвіски.

Операції блокування ресор, висування балок, вивішування опор виконувати при холостих обертах двигуна.

4.1.4. Механізм повороту

Після встановлення крана на виносні опори для забезпечення роботи механізмів поворотної частини, що живляться від насоса НА1, трипозиційний кран Р4 повинен бути встановлений у середнє положення. Тумблером, що розташований на блоці щитка приладів у кабіні машиніста, повинні бути включені прилади. При цьому золотники гідророзподільників з електромагнітним управлінням Р9 та Р10 займуть верхнє (за схемою) положення.

Робоча рідина від насоса НА1 через трипозиційний кран Р4 і з'єднання А, що обертається, буде надходити до гідророзподільника Р2 і, при нейтральному положенні золотників останнього, через відкритий переливний канал гідророзподільника (і відкритий двоходовий кран Р6, за наявності кондиціонера) надійде в зливну магістраль та з'єднання та фільтр – у гідробак.

В цьому випадку опору потоку робочої рідини буде незначно і насос працюватиме практично без навантаження.

Механізм повороту управляється золотником І гідророзподільника Р2. При встановленні золотника у верхнє (за схемою) положення переливний канал гідророзподільника перекриється і робоча рідина, що подається насосом, від гідророзподільника паوستупить до гідромотора М1 і одночасно, через гідророзподільник Р9 і канали управління тієї ж секції гідророзподільника Р2 – в розмикач Ц11 гальма механізму повороту. Гальмо розмикається і гідромотор М1 обертатиметься, здійснюючи поворот кранової установки. Від гідромотора М1 робоча рідина через гідророзподільник Р2 надійде до зливальної магістралі.

При поверненні золотника в нейтральне положення подача робочої рідини припиниться, а поршнева порожнина розмикача Ц11 з'єднається з дренажною магістраллю. Під дією зусилля пружини гальма шток розмикача втягнеться і гальмо механізму повороту замкнеться.

При встановленні золотника в нижнє (за схемою) положення робоча рідина від гідророзподільника надходитиме до правого (за схемою) підведення гідромотора М1, а потік робочої рідини до розмикача Ц11 буде той же, що і при встановленні золотника у верхнє положення. Обертання гідромотора зміниться на протилежне і поворот кранової установки відбуватиметься в інший бік.

Запобіжні клапани КП2 та КП3 гідророзподільника Р2, що обмежують тиск у магістралях механізму повороту, призначені для зниження пікових тисків від інерційних сил при пуску та зупинці механізму.

4.1.5. Механізм висування секцій стріли

Механізм висування стріли управляється золотником ІІ гідророзподільника Р2.

Для висування стріли золотник гідророзподільника встановлюється у верхнє (за схемою) положення. Подана насосом робоча рідина від гідророзподільника через зворотні клапани гальмівного клапана КТ1 і

гідрозамка 3М9 і через шток гідроциліндра Ц12 надійде в його поршневу порожнину, при цьому відведення робочої рідини з поршневої порожнини гідроциліндра Ц12 до блоку гідроциліндра К13 буде перекритий зворотним та диференціальним клапанами клапанного блоку БК. Зі штокової порожнини гідроциліндра Ц12 робоча рідина надійде до гідророзподільника Р2 і через нього – в зливну магістраль. Корпус гідроциліндра Ц13, переміщуючись відносно нерухомого штока (за схемою – праворуч) здійснить висування середньої секції стріли.

Після того, як середня секція стріли зафіксується в повністю висунутому положенні фіксаторами, тиск надходить в поршневу порожнину гідроциліндра Ц12 робочої рідини зростає і вона, долаючи зусилля пружини диференціального клапана клапанного блоку БК, через цей клапан і зворотний клапан гідрозамка 3М8 почне поступати в поршневу порожнину гідроциліндра Ц13.

З штокової порожнини гідроциліндра Ц13 робоча рідина через штокову порожнину гідроциліндра Ц12 та гідророзподільник надійде у зливну магістраль. Корпус гідроциліндра Ц13, переміщуючись відносно нерухомого штока, виконується висування верхньої секції стріли.

Для втягування секції стріли золотник ІІ гідророзподільника Р2 встановлюється у верхнє (за схемою) положення. Робоча рідина, що подається насосом, від гідророзподільника буде надходити в штокову порожнину гідроциліндра Ц12, через неї – в штокову порожнину гідроциліндра Ц13 і, одночасно, – в лінії управління гальмівного клапана КТ1 і гідрозамків 3М8 і 3М9, відкриваючи гальмівний клапан та гідрозамки, забезпечуючи тим самим можливість виходу робочої рідини з поршневих порожнин гідроциліндрів. Оскільки середня секція стріли повністю висунутому положенні зафіксована фіксаторами, з'єднаний із нею корпус гідроциліндра Ц12 залишиться нерухомим, а переміщатися буде корпус гідроциліндра Ц13. Витіснена з поршневої порожнини гідроциліндра Ц13 робоча рідина через відкритий

гідрозамок ЗМ8 і зворотний клапан клапанного блоку БК надійде в поршневу порожнину гідроциліндра Ц12 і з неї через відкритий гідрозамок ЗМ9 і гальмівний клапан КТ1 надійде до гідророзподільника та через нього – в зливну магістраль.

Після того, як верхня секція стріли буде повністю втягнута, необхідно натисканням на кнопку в рукоятці управління механізмом висування стріли включити електромагніт гідророзподільника Р7, золотник якого при цьому займе верхнє (за схемою) положення, забезпечуючи подачу робочої рідини до розмикачів Ц14 та Ц15. Штоки розмикачів висунуться і, впливаючи на фіксатори, звільнять середню секцію стріли, завдяки чому почне працювати гідроциліндр Ц12. Робоча рідина, що витісняється з поршневої порожнини цього гідроциліндра, через відкритий гідрозамок ЗМ9 і гальмівний клапан КТ1 надійде до гідророзподільника і через нього – в зливну магістраль. Як тільки середня секція стріли дещо втягнеться, кнопку на ручці управління можна відпустити, а керування подальшим втягуванням середньої секції стріли робити тільки рукояткою. Після відпускання кнопки золотник гідророзподільника Р7 під дією пружини повернеться в зображене на схемі положення, поршневі порожнини розмикачів Ц14 і Ц15 з'єднаються з дренажною магістраллю і під дією зворотних пружин штоки розмикачів втягнуться.

Дросель ДР1, з'єднуючи лінії управління гідрозамків із дренажною магістраллю, забезпечує чіткість спрацьовування гідрозамків.

4.1.6. Лебідка

Лебідка управляється золотником І гідророзподільника Р3.

При підйомі вантажу золотник гідророзподільника встановлюється у верхнє (за схемою) положення. Робоча рідина, що подається насосом НА2, від гідророзподільника через гальмівний клапан КТ2 надійде в гідромотор М2 і

одночасно, через гідророзподільник Р10 та канали управління гідророзподільника Р3 – в розмикач Ц15 гальма лебідки. Гальмо розімкнеться і гідромотор М2 почне обертатися. З гідромотора робоча рідина через паророзподільник надходить у зливну магістраль.

Зупинка лебідки і замикання її гальма при поверненні золотника – гідророзподільника в нейтральне положення відбувається аналогічно тому, як це описано для механізму повороту.

Для опускання вантажу золотник І гідророзподільника Р3 встановлюється в нижнє (за схемою) положення і робоча рідина від гідророзподільника надходитиме до іншого підведення гідромотора М2 і, одночасно, - в лінію управління гальмівного клапана КТ2 і в гідроштовхач Ц17 притискного ролика лебідки, а також, описаному вище порядку, - в розмикач гальма.

В результаті гальмівний клапан КТ2 відкриється, забезпечуючи відведення робочої рідини з гідромотора, притискний ролик відійде від барабана лебідки, а гальмо розімкнеться і гідромотор обертатиме лебідку на опускання вантажу.

Крім того, регульований гідромотор лебідки дозволяє при роботі з малими вантажами та без вантажу отримувати підвищені швидкості за рахунок зміни робочого об'єму гідромотора.

Для включення підвищених швидкостей лебідки слідує натисканням кнопки на ручці управління лебідкою включити ланцюг живлення електромагніту гідророзподільника Р8. При цьому золотник гідророзподільника Р8 займе верхнє (за схемою) положення, а робоча рідина, що подається насосом НА2, надійде через гідророзподільник Р8 і в лінію управління золотником гідромотора М2, змістивши його в праве (за схемою) положення. Подається в гідромотор М2 від гідророзподільника Р3 робоча рідина через клапан і золотник гідромотора – надійде в ліву (за схемою) порожнину циліндра управління, шток якого, переміщаючись вправо (за схемою), зменшить робочий об'єм гідромотора, завдяки чому при тій же витраті робочої рідини через що частота

його обертання збільшиться.

При опусканні кнопки на рукоятці управління головною лебідкою ланцюг живлення електромагніту гідророзподільника Р8 розімкнеться, золотник гідророзподільника займе під дією пружини зображене на схемі положення, в результаті чого займе зображене на схемі положення під дією пружини і золотник гідромотора. Робоча рідина, що надходить в гідромотор, чергу клапан і золотник гідромотора надійде в праву (за схемою) порожнину циліндра управління, шток якого переміститься вліво (за схемою), встановивши номінальний робочий об'єм гідромотора.

При переведенні крана в транспортне положення стріла крана, впливаючи на штовхач крана затягування гака Р5, повідомляючи напірну магістраль підйому вантажу через дросель крана Р5 зі зливною магістраллю. В результаті цього тиск у напірній магістралі, а, отже, і зусилля затягування гака лебідкою, буде обмежено величиною, що визначається налаштуванням дроселя крана Р5.

4.1.7. Механізм підйому стріли

Механізм підйому стріли керується золотником ІІ гідророзподільника Р3.

Для підйому стріли золотник гідророзподільника встановлюється у нижнє (за схемою) положення. Робоча рідина, що подається насосом від гідророзподільника через зворотні клапани гальмівного клапана КТ3 і гідрозамка ЗМ10 надходить в поршневу порожнину гідроциліндра Ц18, а зі штокової порожнини гідроциліндра через гідророзподільник в зливну магістраль.

Шток гідроциліндра, висуваючись, виконує підйом стріли.

Для опускання стріли золотник гідророзподільника встановлюється у верхнє (за схемою) положення, при цьому робоча рідина від гідророзподільника надходить у штокову порожнину гідроциліндра Ц18 і одночасно – в лінії

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

управління гальмівного клапана КТЗ і гідрозамка ЗМ10. Робоча рідина з поршневої порожнини гідроциліндра через відкритий гідрозамок, гальмівний клапан, гідророзподільник надходить на злив. Шток гідроциліндра, втягуючись, опускатиме стрілу.

Для підвищення чіткості спрацьовування гідрозамку його лінії керування через дросель ДР2 з'єднані з дренажною магістраллю.

4.1.8. Привід компресора кондиціонера

При постачанні крана із кондиціонером зливна секція гідророзподільвача Р2 виконується з роздільними виводами переливного та зливного каналів.

Для включенні приводу компресора кондиціонера кран Р6 встановлюється в праве (по схемі) положення, потік робочої рідини через цей кран буде перекритий і робоча рідина, що подається насосом піде через гідромотор МЗ, обертаючи його.

Слід мати на увазі, що при включенні будь – якого механізму, що керується гідророзподільником Р2, привід компресора кондиціонера буде автоматично вимикатись, що не є ознакою несправності – при виключенні механізму привід компресора знову автоматично увімкнеться.

Для вимикання приводу компресора кондиціонера кран Р6 слід повернути у вихідне положення.

4.1.9. Пристрої безпеки

При спрацьовуванні приладів та пристроїв безпеки крана (обмежувача вантажопідйомності, кінцевих вимикачів) розмикається ланцюг живлення електромагнітів гідророзподільників Р9 та Р10. Золотники цих

гідророзподільників займуть при цьому зображене на схемі положення, з'єднуючи з дренажною магістраллю лінії управління запобіжних клапанів КП7 і КП8 та розмикачів Ц11, Ц16, гальм механізмів повороту та лебідки. Гальма зазначених механізмів замкнуться, а запобіжні клапани КП9 і КП10 будуть перепускати робочу рідину, що подається насосами, практично без тиску в зливні канали гідророзподільників і далі в зливну магістраль. Насосом працюватимуть без навантаження та виконання операції, при якій відбулося спрацювання пристроїв безпеки, автоматично припиниться.

4.1.10. Попереднє прогрівання робочої рідини

Для попереднього прогріву робочої рідини, що знаходиться в гідробаці, при роботі крана в зимовий час слід трипозиційний кран Р4 встановити в праве (за схемою) положення. При цьому робоча рідина, що подається насосом НА1, через запобіжний клапан КП9 і фільтр Ф надходитиме в гідробак. Робота з подолання опору запобіжного клапана КП9 перетворюватиметься на теплову енергію, виробляючи прогрів циркулюючої робочої рідини.

4.1.11. Робота ручним насосом

Для розблокування підвіски та приведення виносних опор у транспортне положення при виході з ладу насоса НА1 або його приводу слід приєднати до гідробака та всмоктуючого патрубка насоса НР шланг РН3, що знаходяться в комплекті ЗІП, вентиль ВН17 відкрити (вентиль ВН16 закритий).

При роботі ручним насосом для зменшення витоків рукоятку трипозиційного крана слід встановити в середнє (за схемою) положення. Виконання вищевказаних операцій від ручного насоса НР проводиться у вигляді гідророзподільника Р1 у тому порядку, як і під час роботи від основного насоса

НА1.

Ручний насос використовується також для заправлення гідросистеми крана робочою рідиною від зовнішньої ємності. У цьому випадку шланг РНЗ з'єднується з всмоктувальним патрубком насоса і зовнішньою ємністю вентиль ВН16 відкрити (вентиль ВН17 закритий). Положення крана Р4 у своїй байдуже. Робоча рідина від насоса НР через відкритий вентиль ВН16 та фільтр Ф надходитиме в бак.

4.2. Розрахунок об'ємного гідроприводу механізму підйому вантажу автомобільного крана

Для гідравлічних автокранів вантажопідйомністю від 4 до 63 т рекомендується приймати робочий тиск $P = 16$ МПа, що дозволяє використовувати гідромотори і насоси типу 210 та гідроциліндри згідно ГОСТ 6540 – 68.

У відповідності з технічною характеристикою автокрана КрАЗ – 255 Б вантажопідйомністю $Q = 10$ т і кратністю поліспасти $u = 4$ найбільша швидкість підйому вантажу $\vartheta_{\max} = 12$ м/хв. $= 0,2$ м/с, живлення всіх механізмів від двох гідронасосів типу 210.25, продуктивністю $Q = 0,15$ м³/хв. при частоті обертання 1400 хв.⁻¹ та обраним діаметром каната $d_k = 0,015$ м, площею перетину проволок $F_k = 86,28$ мм², розрахунковим розривним зусиллям $F_0 = 117\ 000$ Н, діаметр барабана по центрам намотаного каната $D_6 = 0,505$ м.

Швидкість намотування каната на барабан

$$\vartheta_6 = \vartheta_{\max} \cdot u = 0,2 \cdot 4 = 0,8 \text{ м/с.}$$

Частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{\vartheta_6}{\pi \cdot D_6} = \frac{0,8}{3,14 \cdot 0,505} = 0,5045 \text{ с}^{-1}.$$

Статичний крутний момент на барабані

					КрАЗ – 255Б. ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_6 = \frac{Q \cdot D_6}{2 \cdot u \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,505}{2 \cdot 4 \cdot 0,855} = 7242,76 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Необхідна потужність двигуна

$$N_p = \frac{Q \cdot g}{\eta_m} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,85} = 23082,353 \text{ Вт} \approx 23,1 \text{ кВт.}$$

В якості двигуна механізму підйому вантажу приймаємо гідромотор 210.20 [4] зі споживаною потужністю $N = 30,8 \text{ кВт}$ та корисним крутним моментом $M_1 = 0,133 \text{ кН}\cdot\text{м}$, робочим об'ємом $V_0 = 54,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, об'ємним ККД $\eta_{об} = 0,965$, гідромеханічним ККД $\eta_{г.м} = 0,95$, частотою обертання 1500 хв.^{-1}

Прийнявши загальний ККД редуктора $\eta_p = 0,97$, визначаємо його передавальне число:

$$i_p = \frac{M_6}{M_1 \cdot \eta_p} = \frac{7,24276}{0,133 \cdot 0,97} = 56,141.$$

По каталогу (додаток XXV, [4]) вибираємо редуктор Ц2 – 400 – 50,94 із сумарною міжвіською відстанню $a_{\omega} = 400 \text{ мм}$, передавальним числом $i_p = 50,94$, схемою збірки 3, вал тихохідний з кінцем під зубчасту муфту, здатний передавати $31,0 \text{ кВт}$ при 1500 хв.^{-1} вхідного вала, при режимі роботи М3 автомобільного крана.

Тиск, при якому працює гідромотор

$$P_p = \frac{M_6}{0,159 \cdot V_0 \cdot i_p \cdot \eta_{г.м} \cdot \eta_p} = \frac{7,24276 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6}{0,159 \cdot 54,8 \cdot 50,94 \cdot 0,95 \cdot 0,97} = 17,71 \text{ МПа.}$$

Частота обертання вала гідромотора

$$n_1 = n_6 \cdot i_p = 0,5045 \cdot 50,94 = 25,7 \text{ с}^{-1}.$$

Витрата мастила гідромотором

$$Q_1 = \frac{V_0 \cdot n_1}{\eta_{об}} = \frac{54,8 \cdot 10^{-6} \cdot 25,7}{0,965} = 0,00146 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Прийняв падіння (втрати) тиску в напірній гідролінії $\Delta P_H = 0,5$ МПа та загальний ККД насоса $\eta_H = 0,9$, визначаємо споживану насосом потужність при його роботі

$$N_H = \frac{(P_p + \Delta P_H) \cdot Q_1}{\eta_H} = \frac{(17,71 + 0,5) \cdot 10^3 \cdot 0,00146}{0,9} = 29,54 \text{ кВт.}$$

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5.1. Техніка безпеки під час роботи і ремонту автомобільних кранів

Експлуатацію автомобільних кранів, включаючи їхнє технічне обслуговування, потрібно здійснювати згідно з вимогами СНіП III – 4 – 80 «Будівельні норми та правила. Техніка безпеки у будівництві», Правил облаштування та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів, затверджених Державним комітетом України по нагляду за охороною праці, а також згідно з інструкціями заводів виробників.

Підтримка автомобільних кранів у справному стані та їх стійкість забезпечуються належною організацією технічного нагляду та систематичним технічним обстеженням.

Машиніст автомобільного крана відповідає за утримання крана у справному стані та дотримання правил експлуатації та правил техніки безпеки. Робота на несправному крані забороняється.

В кабіні машиніста на видних місцях повинні розміщуватись графіки вантажної характеристики, таблиці з даними щодо вантажопідйомності, вильоту та висоти підйому для всіх видів кранового обладнання, медична аптечка. На крані мають бути чіткі написи, які забороняють стороннім особам перебувати під вантажем та стрілою і у зоні повороту хвостової частини.

Деталі, що обертаються (зубчасті колеса, ланцюгові передачі) обладнують надійними захисними кожухами. Працювати на крані зі знятими або погано закріпленими кожухами та іншими запобіжними засобами забороняється.

Після закінчення монтажу гусеничний кран або крани, які прибули на будівельний об'єкт своїм ходом (автомобільний, на спеціальному шасі автомобільного типу, пневмоколісний) встановлюють на рівному,

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Крекнін К.А.						
Керівник	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						88	11
					БМО-23мп		

розпланованому робочому майданчику. Майданчик, на якому працюватиме кран, машиніст зобов'язаний оглянути та у разі потреби підготувати.

Після встановлення крана на робочому майданчику машиніст повинен переконатися у надійному його положенні. Для цього він піднімає вантаж максимальної маси на висоту 100 мм і повертає з ним стрілу в обидві сторони на 180...200⁰. Якщо простежується осідання виносних опор чи коліс, майданчик зміцнюють помостом із плит або змінюють місце встановлення крана.

До початку роботи машиніст крана ознайомлюється із завданням на зміну, номенклатурою та масою будівельних елементів, які монтуватимуться або перевантажуватимуться, місцем встановлення або складування цих елементів, а також погоджує умовну сигналізацію зі стропальником та бригадиром монтажників.

Місця, над якими автомобільні крани переміщують вантажі, а також зони пересування кранів та повороту їх робочих органів є зонами постійно діючих небезпечних виробничих факторів. Щоб уникнути доступу сторонніх осіб, ці зони забезпечують захисними огорожами, які в нічні часи освітлюються. Перебування людей у зоні можливого падіння вантажів під час переміщення їх автомобільними кранами не дозволяється.

Розміри небезпечних зон, у яких може виникнути небезпека падіння предметів, залежить від висоти, з якої цей предмет може впасти. При висоті можливого падіння предмета до 20 м радіус небезпечної зони має становити 7 м, відповідно: 20...70 м – 10 м; 70 ... 120 м - 15 м; 120...200 м - 20 м; 200 ... 300 м - 25; 300 ... 450 м - 30 м.

Радіус небезпечної зони від рухомих частин та робочих органів крана становить 5 м, якщо в паспорті машини або в інструкції заводу виробника щодо її експлуатації немає інших підвищених вимог.

Відстань по горизонталі від крана, що виступають до будівель, штабелів вантажів або інших предметів, розташованих на висоті до 2 м від рівня землі або

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89

робочих майданчиків, повинна бути не менше ніж 0,7 м, а до розташованих на висоті понад 2 м – не менше ніж 0,4 м. Відстань по вертикалі від противаги до майданчиків, на яких можуть перебувати люди, повинна бути не менше ніж 2 м.

Відстань від поворотної частини стрілового самохідного крана до виступаючих частин об'єкта, що будується, або монтованих будівельних конструкцій повинна бути не менше за 1 м.

Підйом та переміщення вантажів машиніст автомобільного крана здійснює згідно з правилами техніки безпеки. Маса вантажу (з урахуванням стропувальних пристроїв) не повинна бути більшою за вантажопідйомність автомобільного крана на даному вильоті. Піднімати вантаж, маса якого невідома, забороняється.

Для стропування вантажу потрібно використовувати стропи, які відповідають його масі з урахуванням кількості гілок та кута їх нахилу. Стropи загального призначення вибирають так, щоб кут між їхніми гілками не перевищував 90°.

Перед тим як підняти вантаж на потрібну висоту, його піднімають на 200...300 мм над рівнем землі для перевірки правильності стропування та надійності гальма.

Дрібні вантажі піднімають і переміщують спеціально призначеною для цього тарі, яка повинна виключати можливість випадання окремих елементів цих вантажів. Піднімати цеглу на піддонах без захисної огорожі дозволяється, коли навантажують та розвантажують (на землю) автомашини, а також за відсутності людей у зоні переміщення вантажу.

У разі підйому вантажу, встановленого біля стіни, колони, штабеля, залізничного вагона або технологічного обладнання, не повинні знаходитися люди (у тому числі особи, які виробляють стропування вантажу) між вантажем, що піднімається, і зазначеними частинами будівлі або обладнання. Ці вимоги потрібно також суворо дотримуватись під час переміщення та опускання

вантаж.

Машиніст крана не повинен піднімати, переміщати та опускати вантаж, якщо під ним перебувають люди. Стропальник може знаходитися біля вантажу під час його підйому або опускання, якщо вантаж піднято на висоту не більше ніж 1 м від рівня майданчика, на якому стоїть стропальник.

Для переміщення у горизонтальному напрямку вантаж попередньо піднімають на 0,5 м вище від предметів, що знаходяться на його шляху.

У разі переміщення автомобільного крана з вантажем положення стріли та навантаження на кран повинні відповідати вказівкам заводу виробника, викладеного в інструкції щодо монтажу та експлуатації крана. Коли таких вказівок немає, і коли кран переміщається без вантажу, стрілу встановлюють уздовж колії.

Опускати вантаж, що переміщується дозволяється лише на призначене для цього місце, де встановлений вантаж не може впасти, перекинутися або сповзти. Місце встановлення вантажу попередньо забезпечують підкладками, щоб з-під нього можна було легко і без пошкоджень витягнути стропи або ланцюги. Встановлювати вантаж у місцях, не призначених для цього, не дозволяється. Укладають і розбирають вантаж рівномірно, не порушуючи прийнятих для складування розмірів і не захаращуючи прохід.

У напіввагони, на платформи і в машини вантаж укладають так, щоб забезпечити можливість зручного і безпечного стропування під час розвантаження. Для цього застосовують прокладки, багатооборотні стропи, контейнери та інші вантажозахоплювальні пристрої. Напіввагони, платформи та автомашини навантажують і розвантажують без порушення їх рівноваги.

Об'єднання робочих операцій автомобільного крана допускається в зоні видимості машиніста у точній відповідності до інструкції щодо експлуатації. Для випадків обмеженої видимості або роботи поза зоною видимості машиніст повинен мати радіотелефонний зв'язок із відповідальним за подачу сигналів та з

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

монтажниками. Якщо неможливо організувати телефонний зв'язок, роботу слід виконувати з сигнальником.

Машиніст не має права приймати сигнали від стропальника, монтажника чи сигнальника, якщо ці сигнали суперечать правилам безпеки. Виконуючи робочу операцію за таким сигналом, машиніст несе відповідальність за наслідки так само, як і особа, яка подала сигнал.

Під час роботи на автомобільному крані машиністу забороняється:

- швидко опускати (знімати) вантаж на майданчик;
- підтягувати вантаж по землі або перекриття при косому розташуванні каната, у тому числі поворотом стріли;
- відривати примерзлий, прикиданий чи закріплений вантаж;
- відтягувати вантаж від вертикалі під час його встановлення;
- піднімати вантаж з використанням нестандартних або пошкоджених стропальних та вантажозахоплювальних пристроїв;
- піднімати вантажі у контейнерах, бункерах, ящиках та ємностях, заповнених вище норми;
- залишати вантаж у підвішеному стані на гаку на тривалий час;
- вимикати обмежувачі та гальма;
- піднімати залізобетонні та бетонні вироби масою понад 500 кг без маркування та вказівки фактичної маси;
- подавати вантажі у віконні отвори та на балкони без спеціальних приймальних майданчиків або пристроїв;
- навантажувати та розвантажувати автомашини, якщо в кабіні чи кузові знаходяться люди;
- включати кранові механізми, коли на крані поза його кабіною знаходяться люди, за винятком осіб, які оглядають та регулюють механізми та електрообладнання та можуть подавати сигнали машиністу про включення механізмів;

- регулювати гальма, змащувати рухомі деталі механізмів та канати, знімати та надягати ремені, чіпати руками рухомі канати;
- піднімати чи переміщати людей гаком чи на вантажі.

Випадки коли машиніст зобов'язаний припиняти роботу на крані є:

- одержання сигналу, що суперечить правилам техніки безпеки;
- вимога підняти вантаж, маса якого невідома;
- перебування металевих конструкцій під напругою;
- несподіване осідання робочого майданчика або сповзання крана у котлован;
- часте спрацьовування струмового та теплового захисту;
- різкий спад тиску гідро- або пневмосистеми управління краном;
- деформація металевих конструкцій, поломка механізмів, обрив канатів, відмова у роботі обмежувачів та звукового сигналу, пошкодження електрокабелю;
- відсутність освітлення під час роботи в нічний час;
- раптове відчеплення, ковзання або зсув стропа по вантажу;
- відрив тари; порушення рівноваги вантажу, що піднімається;
- виникнення шуму та стукоту в механізмах;
- наявність вітру, швидкість якого вища за допустиму, сильний снігопад або туман;
- зниження температури повітря порівняно з тією, з якою дозволяється експлуатувати кран;
- зсув канатів з блоків та барабанів; затискання каната між ребордою блоку та щокми обойми (металевих конструкцій);
- пошкодження інвентарю та стропольних пристроїв;
- наявність деформованих, поламаних і вантажозахоплювальних пристроїв, що гойдаються;
- багаторазове закручування вантажного каната.

У разі припинення подачі електроенергії до крана (під час живлення від зовнішньої мережі) машиніст зобов'язаний: вимкнути аварійний рубильник; встановити контролер у нульове положення; запобігти руху робітників під вантажем та стрілою (коли вантаж висить на гаку); повідомити про припинення подачі струму черговому електрику та бригадиру монтажників.

Якщо струм не подається протягом тривалого часу, то вантаж потрібно опустити на майданчик, обережно розтискаючи гальмівні колодки вручну. Після цього робоче обладнання та кран треба встановити в неробоче положення, вимкнути рубильник та замкнути кабінку.

Машиніст немає права передавати управління краном іншій особі без дозволу адміністрації. Якщо він захворів або раптом відчув слабкість, то має негайно припинити роботу на крані та повідомити про це адміністрацію.

Коли автомобільний кран повинен пересуватися своїм ходом у межах будівельного майданчика, то забороняється рухатися йому з вантажем на гаку дорогою з вибоїнами, ямами та канавами, а також переміщати великогабаритні вантажі. Якщо вантаж перевозиться на гаку, він не повинен зачіпати елементи крана; такий вантаж дозволяється утримувати від розгойдування розтяжками.

Особливості роботи в зимових умовах висувають додаткові вимоги щодо техніки безпеки:

- не піднімають конструкції, закидані снігом і примерзли до землі чи інших конструкцій;
- перед підйомом вантаж очищають від снігу та льоду;
- перевіряють можливість нормального переміщення по складському майданчику та підходи до конструкцій, що складаються;
- особливо ретельно стежать за тим, щоб конструкції, що піднімаються, не вдарялися об змонтовані раніше;
- найбільш відповідальні частини будівель та споруд монтують вдень;
- при невеликому снігопаді та тумані, навіть у денну пору, коли видимість

робочих місць погіршується, застосовують штучне освітлення;

- переміщуючи конструкції над ділянками, де можуть бути люди, а також приймаючи конструкції, дотримуються підвищеної обережності, оскільки чутність звукових сигналів погіршується (наявність вітру, використання зимового одягу тощо).

Під час технічного обслуговування та ремонту автомобільних кранів забороняється регулювати, розкривати та ремонтувати складальні одиниці та кранові механізми, які введені в дію. Операції, пов'язані з електропроводкою та електроустаткуванням, можна виконувати, попередньо від'єднавши кран від зовнішньої електромережі або знявши напругу власної дизель-електричної установки. Автомобільні, пневмоколісні крани і крани на шасі автомобільного типу ставлять на ручне гальмо. При цьому включають нижчу передачу, вимикають запалення або подачу пального до двигуна, а під колеса підкладають підпори.

Технічне обслуговування, огляд, регулювання та ремонт кранових частин, розташованих на висоті понад 4 м, дозволяється виконувати лише за наявності у машиніста запобіжного поясу або за умови, що машиніст знаходиться усередині металевої конструкції та спирається на драбину.

Специфічні вимоги техніки безпеки виникають у зв'язку з тим, що зварювальні, складальні та інші роботи часто виконують на відкритих майданчиках протягом цілого року, включаючи осінній та зимовий періоди.

Обслуговуючи та ремонтуючи електрообладнання, користуються гумовими рукавицями, а також інструментами із ізольованими ручками. Інструменти, пристрої та захисні окуляри мають бути заводського (стандартного) виготовлення, без дефектів.

Ремонтні роботи, а також розпасовування, запасування канатів та розмотування їх із бухт виконують у рукавицях.

5.2. Розрахунок вантажної стійкості автомобільного крана

Згідно розрахункової схеми (рис. 5.1) стійкість автомобільного крана визначається по формулі:

$$K = \frac{M_{уд}}{M_{опр}},$$

де $M_{уд}$ - момент сил, що утримують автомобільний кран від перекидання;

$M_{опр}$ - момент сил, що перекидають.

Момент сил, утримують автомобільний кран від перекидання

$$M_{уд} = G_{прот} \cdot r_{прот} + r_c \cdot (G_c + G_{цт}) + G_{цс} \cdot r_{цс} + G_{гл} \cdot r_{гл} + G_{пп} \cdot r_{пп} + r_{шасси} \times \\ \times (G_{опу} + G_{др} + G_{шасси}),$$

де $G_{прот}$ - вага противаги;

G_c - вага стріли;

$G_{цт} = 7000$ Н – загальна вага гідроциліндрів телескопа;

$G_{цс} = 3000$ Н – вага гідроциліндрів стріли;

$G_{гл} = 5000$ Н – вага головної лебідки;

$G_{пп} = 16650$ Н – вага поворотної платформи автомобільного крана;

$G_{опу} = 13000$ Н – вага опорно-поворотного пристрою;

$G_{др} = 24800$ Н – вага додаткової рами;

$G_{шасси} = 90150$ Н – вага базового шасі автомобіля.

Вагу стріли визначаємо по вазі одного погонного метра стріли згідно [16]:

$$G_c = L_c \cdot G_{с.п.м.} = 12 \cdot 800 = 9600 \text{ Н},$$

де $L_c = 12$ м – довжина стріли;

$G_{с.п.м.} = 800$ Н – вага одного погонного метра стріли.

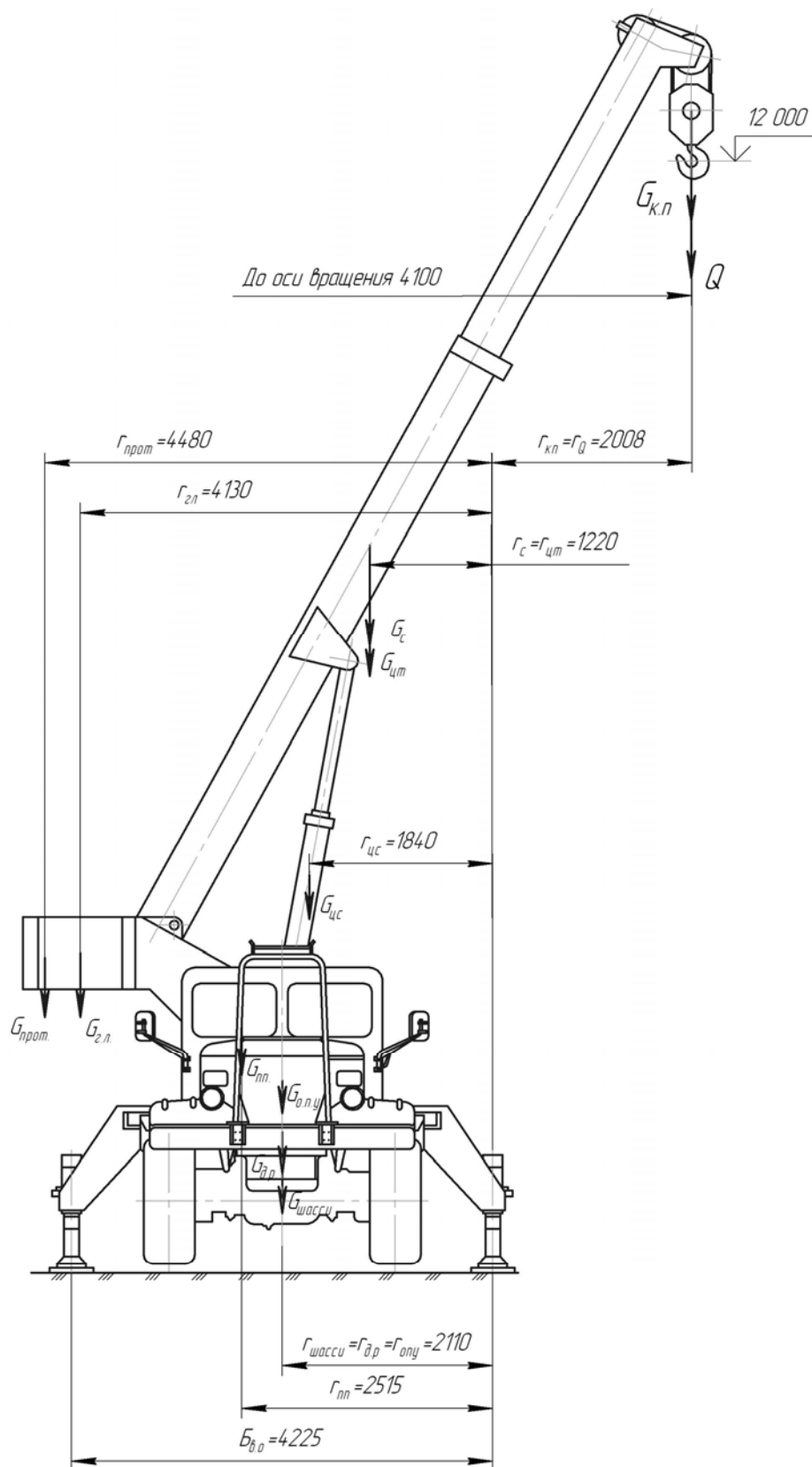


Рис. 5.1. Розрахункова схема до визначення вантажної стійкості автомобільного крана

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

97

Вага противаги [16]

$$G_{\text{прот}} = (0,9 \dots 1,1) \cdot 0,25 \cdot Q = 1 \cdot 0,25 \cdot 100000 = 25000 \text{ Н},$$

де $Q = 100000 \text{ Н}$ – вага вантажу, що підіймається.

Тоді момент сил, що утримують

$$M_{\text{уд}} = 25000 \cdot 4,48 + 1,22 \cdot (9600 + 7000) + 3000 \cdot 1,84 + 5000 \cdot 4,13 + 16650 \cdot 2,515 + \\ + 2,11 \cdot (13000 + 24800 + 90150) = 470271,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил, що перекидають

$$M_{\text{опр}} = G_{\text{кп}} + Q,$$

де $G_{\text{кп}} = 1500 \text{ Н}$ – вага гакової підвіски;

$Q = 100000 \text{ Н}$ – вага вантажу, що підіймається.

$$M_{\text{опр}} = 1500 + 100000 = 101500 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт стійкості

$$K = \frac{M_{\text{уд}}}{M_{\text{опр}}} = \frac{470271,25}{101500} = 4,63.$$

Умова стійкості виконується.

6. Розрахунок річного економічного ефекту

6.1. Виявлення призначення та області застосування нової техніки

Автомобільний кран на шасі КрАЗ – 255 Б використовується для виконання вантажно – розвантажувальних робіт зі штучними вантажами, а також для монтажу конструкцій та різного технічного обладнання. Високі швидкості пересування дозволяють використовувати цю машину на об'єктах із невеликими об'ємами робіт, що знаходяться на значній відстані один від одного.

6.2. Вибір базового варіанта

За базовий варіант, з яким буде співставлена нова техніка, приймаємо автомобільний кран КрАЗ – 255 Б до модернізації механізму підйому вантажу.

6.3. Виявлення конструктивно-експлуатаційних особливостей нової техніки

Перевага нової техніки із модернізованим механізмом підйому вантажу, полягає у збільшенні ККД механізму, що в свою чергу зменшить споживану потужність привода механізму підйому, і як наслідок – питому витрату палива, що споживає двигун внутрішнього згоряння базової машини КрАЗ – 255 Б.

6.4. Визначення річної продуктивності автомобільного крана

Годинна експлуатаційна продуктивність автомобільних кранів визначається за формулою:

$$P_{\text{зч}} = \frac{3600 \cdot Q \cdot K_z \cdot K_v}{t_{\text{ц}}}$$

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						99	5
					БМО-23мп		

де Q – вантажопідйомність, т;

K_2 - коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю;

K_6 - коефіцієнт використання крана за часом;

$t_{\text{ц}}$ - тривалість робочого циклу, с.

Тривалість робочого циклу

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{мэ}} + t_{\text{рэ}}$$

де $t_{\text{мэ}}$ – середня тривалість машинного часу циклу, с;

$t_{\text{рэ}}$ - середня тривалість допоміжних ручних робіт, 3...5 хв. = 180...300 с [1].

Середню тривалість машинного часу циклу визначаємо за формулою

$$t_{\text{мэ}} = \frac{2 \cdot H}{V_6} + 2 \cdot \frac{\varphi}{\omega},$$

де H – висота підйому вантажу, м;

V_6 - швидкість підйому вантажу, м/хв.;

φ - кут, на який повертається поворотна платформа від місця підйому вантажу до місця розвантаження, $\varphi = 180^0 = 3,14 \text{ рад.}$;

ω - кутова швидкість поворотної платформи.

Для базової техніки

$$\omega^B = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5,4}{30} = 0,5652 \text{ рад.с}^{-1};$$

$$t_{\text{мэ}}^B = \frac{2 \cdot 8,4}{0,21} + 2 \cdot \frac{3,14}{0,5652} = 91,11 \text{ с};$$

$$t_{\text{ц}}^B = 91,11 + 240 = 331,11 \text{ с};$$

$$P_{\text{эч}}^B = \frac{3600 \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{331,11} = 83,2 \text{ т/год.}$$

Для нової техніки

$$\omega^H = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5,9}{30} = 0,61753 \text{ рад.с}^{-1};$$

$$t_{мэ}^H = \frac{2 \cdot 8,4}{0,247} + 2 \cdot \frac{3,14}{0,61753} = 78,2 \text{ с};$$

$$t_{\text{ц}}^H = 78,2 + 240 = 318,2 \text{ с};$$

$$\Pi_{\text{эч}}^H = \frac{3600 \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{318,2} = 86,55 \text{ м / год.}$$

Визначив годинну продуктивність, можна визначити річну експлуатаційну продуктивність за формулою:

$$\Pi_{\text{эз}} = \Pi_{\text{эч}} \cdot T_{\text{зм}} \cdot N_p,$$

де $T_{\text{зм}}$ – тривалість робочої зміни; $T_{\text{зм}} = 8,2$ години;

$N_p = 254$ – кількість робочих днів в 2024 році.

Для базової техніки

$$\Pi_{\text{эз}}^B = 83,2 \cdot 8,2 \cdot 254 = 173288,96 \text{ м / рік} \approx 173\,289 \text{ м / рік.}$$

Для нової техніки

$$\Pi_{\text{эз}}^H = 86,55 \cdot 8,2 \cdot 254 = 180\,266 \text{ м / рік.}$$

6.5. Таблиці вихідних даних для виконання економічних розрахунків

Вихідні дані для розрахунку на ЕОМ Базова техніка

CC	G	B	TCL	BNAO	TG	СТОП		
1462000	19,5	2480	10	0,05	2420	52,45		
BNEH	QEH	BNM	TE	TC	CP	AT	АТО3	
171	232	0	0	5000	208,16	4,0	0	
АТО2	АТО1	RTP	RTO3	RTO2	RTO1	OCS	BNS	
15	80	820	0	32	8	3850	10	
TS	VG	BKDL	TMG	P	GP	SUMCT	GAM	CM
7000	300	1,3	1500	0,22	450	209,21	0,865	212

ЭФФЕКТ-М

Студент Горевый Ю.В.
Группа БМО-23мп
Дата расчёта 11.11.2024г

Исходные данные	Техника :	...базовая	...новая
Доли отчислений от балансовой стоим. на реновацию	=	0.2200	0.2200
Цена техники	=	1462000	1465000
Масса техники	=	19.5	19.515
Годовая эксплуатационная производительность	=	2480	2480
Срок службы техники	=	10	10
Норма амортизационных отчислений	=	0.0500	0.0500
Количество отработанных в год часов	=	2420	2420
Цена топлива	=	52.45	52.45
Номинальная мощность ДВС	=	171	171
Удельный расход топлива	=	232	229
Установленная мощность электродвигателей	=	0	0
Тариф на электроэнергию	=	0	0
Межремонтный цикл	=	5000	5000
Средняя ставка рабочих по ремонту машин	=	208.16	208.16
Количество ТР за межремонтный цикл	=	4	4
Количество ТО-3 за межремонтный цикл	=	0	0
Количество ТО-2 за межремонтный цикл	=	15	15
Количество ТО-1 за межремонтный цикл	=	80	80
Трудоемкость ТР	=	820	820
Трудоемкость ТО-3	=	0	0
Трудоемкость ТО-2	=	32	32
Трудоемкость ТО-1	=	8	8
Оптовая цена шины	=	3850	3850
Количество шин (без запасных)	=	10	10
Срок службы шины	=	7000	7000
Емкость гидросистемы	=	300	300
Коэффициент долива масла в гидросистему	=	1.3	1.3
Периодичность смены масла в гидросистеме	=	1500	1500
Тариф на железнодорожные перевозки	=	450	450
Часовая тарифная ставка всего экипажа машины	=	209.21	209.21
Объемная масса масла для гидросистемы	=	0.8650	0.8650
Оптовая цена масла для гидросистемы	=	212	212

Результаты расчета. Техника:	...базовая	...новая
Единовременные затраты -	8775	8781.75
Амортизационные отчисления		
на капитальный ремонт -	81214.1	81380.75
Заработная плата рабочим, управляющим машиной -	822718.3	822718.3
Часовой расход топлива -	21.88169	21.59874
Стоимость топлива -	3055163	3015657
Затраты на масло для гидросистемы -	126921	126921
Стоимость электроэнергии -	0	0
Стоимость обтирочных и смазочных материалов -	916548.9	904697
Затраты на заработную плату ремонтным рабочим -	691544.2	691544.2
Затраты на материалы и запасные части -	789956.3	789956.3
Затраты на ТО и ТР -	1481501	1481501
Стоимость сменной оснастки -	10406	10406
Текущие эксплуатационные затраты -	6413258	6361900
Годовые эксплуатационные издержки потребителя -	6503247	6452062
Годовой экономический эффект -	135336.5	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КрАЗ – 255Б. ПЗ

Лист

102

Нова техніка

CC	G	B	TCL	BNAO	TG	СТОП		
1465000	19,515	2480	10	0,05	2420	52,45		
BNEH	QEH	BNM	TE	TC	CP	AT	ATO3	
171	229	0	0	5000	208,16	4,0	0	
ATO2	ATO1	RTP	RTO3	RTO2	RTO1	OCS	BNS	
15	80	820	0	32	8	3850	10	
TS	VG	BKDL	TMG	P	GP	SUMCT	GAM	CM
7000	300	1,3	1500	0,22	450	209,21	0,865	212

Висновок: використання автомобільного крана із модернізованим механізмом підйому вантажу дозволить підвищити ККД на 5 % в цілому, а виконаний розрахунок дозволив визначити очікуваний річний економічний ефект від даної модернізації в сумі 135 336,5 грн.

Висновок

В результаті виконання кваліфікаційної роботи реалізована її основна мета – виконана модернізація механізму підйому крана на шасі автомобіля КрАЗ – 255 Б.

Запропонована нова конструкція гакової підвіски, відмінною особливістю якої являється установка блоків на вісь не через підшипник, а жорстко за допомогою шпонкового з'єднання. Сама ж вісь встановлюється в підшипниках. Така конструкція дозволить обертатись внутрішньому кільцю підшипника, що дозволить підвищити ККД.

Згідно завдання було виконано:

- огляд та аналіз технічної та патентної літератури в області вдосконалення гакових підвісок;
- огляд шляхів модернізації підшипникових вузлів вантажопідйомних машин;
- розрахунок гакової підвіски запропонованої конструкції;
- розрахунок механізму підйому вантажу;
- розрахунок об'ємного гідроприводу;
- здійснено заходи з охорони праці при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт;
- виконано розрахунок очікуваного річного економічного ефекту від впровадження у виробництво даного робочого обладнання автомобільного крану на базі КрАЗ – 255 Б, який склав 135 336,5 грн., що вказує на її доцільність.

Виконано, у відповідності із завданням, необхідний перелік графічного матеріалу.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>		
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б		
Розробив	Горевий Ю.В.						
Перевірів	Кроль Р.М.						
Н. Контр.	Мацевич І.М.						
Утверд.	Голубченко О.І.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						104	1
					БМО-23мп		

Список використаних джерел

1. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф.К. и др. – Киев, «Вища школа», 1978. – 576 с.
2. Будівельні крани. Конструкції та експлуатація. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченко О.І. – Київ, «Техніка», 2001. – 296 с.
3. Грузоподъемные машины: Гайдамака В.Ф. – К.: Вища шк., 1989. – 328 с.
4. Расчеты строительных кранов. Колесник Н.П.- К.: Вища. шк., 1985. - 240с.
5. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций. Учебное пособие для технических вузов. – М., «Машиностроение», 1976. – 152 с.
6. Желтонога А.И., Кучерин Н.В., Ковальчук А.И. Краны и подъемники. Атлас конструкций. Учебное пособие для проектирования по курсу «Подъемно-транспортные машины». – Минск., «Вышэйш. школа», 1974.
7. Бондаренко Л.Н., Главацкий К.Ц., Смирнов Г.Ф. «Пути модернизации подшипниковых узлов грузоподъемных и транспортирующих машин» «Подъемно-транспортная техника», №2, 2003г.
8. Эксплуатация подъемных сооружений. Л.А. Герлига, В.А. Чичкин. - К.:Техніка, 1979. – 376с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т.Т-1 – М.: Машиностроение, 1980. – 728с.
10. Пузырьков П.И. Крюковые подвески грузоподъемных машин: Учебное пособие. – Днепропетровск: Арт-Пресс, 1998. – 126 с.
11. Трушин А.В., Пузырьков П.И., Коломийченко Г.П. Подъемно – транспортные машины : Учебное пособие для студентов металлургических вузов. – Днепропетровск, 1973. – 236 с.

					<i>КрАЗ – 255Б. ПЗ</i>						
Змін.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	<i>Модернізація механізму підйому вантажу автомобільного крана на базі КрАЗ-255Б</i>	<i>Літ.</i>		<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>		
Розробив	Горевий Ю.В.							105	2		
Перевірів	Кроль Р.М.										
						<i>БМО-23мп</i>					
Н. Контр.	Мацевич І.М.										
Утверд.	Голубченко О.І.										

- 12.Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Гідравліка та гідро- пневмоприводи» на тему: «Розрахунок багатодвигунного об'ємного гідроприводу» для студентів спеціальностей 6.050502, 7.090214, 8.090214 / Укладачі: Хмара Л.А., Перекрестов А.В., Кроль Р.М. – Дніпропетровськ: ПДАБА, 2011. – 90 с.
- 13.Інженерні рішення з охорони праці при розробці дипломних проектів інженерно – будівельних спеціальностей: Навчальний посібник. За редакцією В.В. Сафонова – Київ: Основа, 2000. – 336 с.
- 14.Пчелинцев В.А., Коптев Д.В., Орлов Г.Г. Охрана труда в строительстве. - Москва: «Высшая школа», 1991. – 272 с.
- 15.Пчелинцев В.А., Виноградов Д.В., Коптев Д.В. Охрана труда в производстве строительных изделий и конструкций. - Москва: «Высшая школа», 1986. – 310 с.
- 16.Методическое пособие к курсовому проекту по курсу «Подъемно – транспортные машины. Определение коэффициентов устойчивости свободностоящий грузоподъемных кранов» / Составители Колесник М.П., Тимошенко В.К., Подопригора А.С. и др. – Днепропетровск, 1975. – 24 с.
- 17.Иванов К.А., Петров С.В. Инструктивные материалы для выполнения расчетов на IBM в лабораторных работах и экономической части дипломных проектов для студентов специальности 15.04 заочной формы обучения. -Днепропетровск: ДИСИ, 1989. – 18 с.

[illegible]

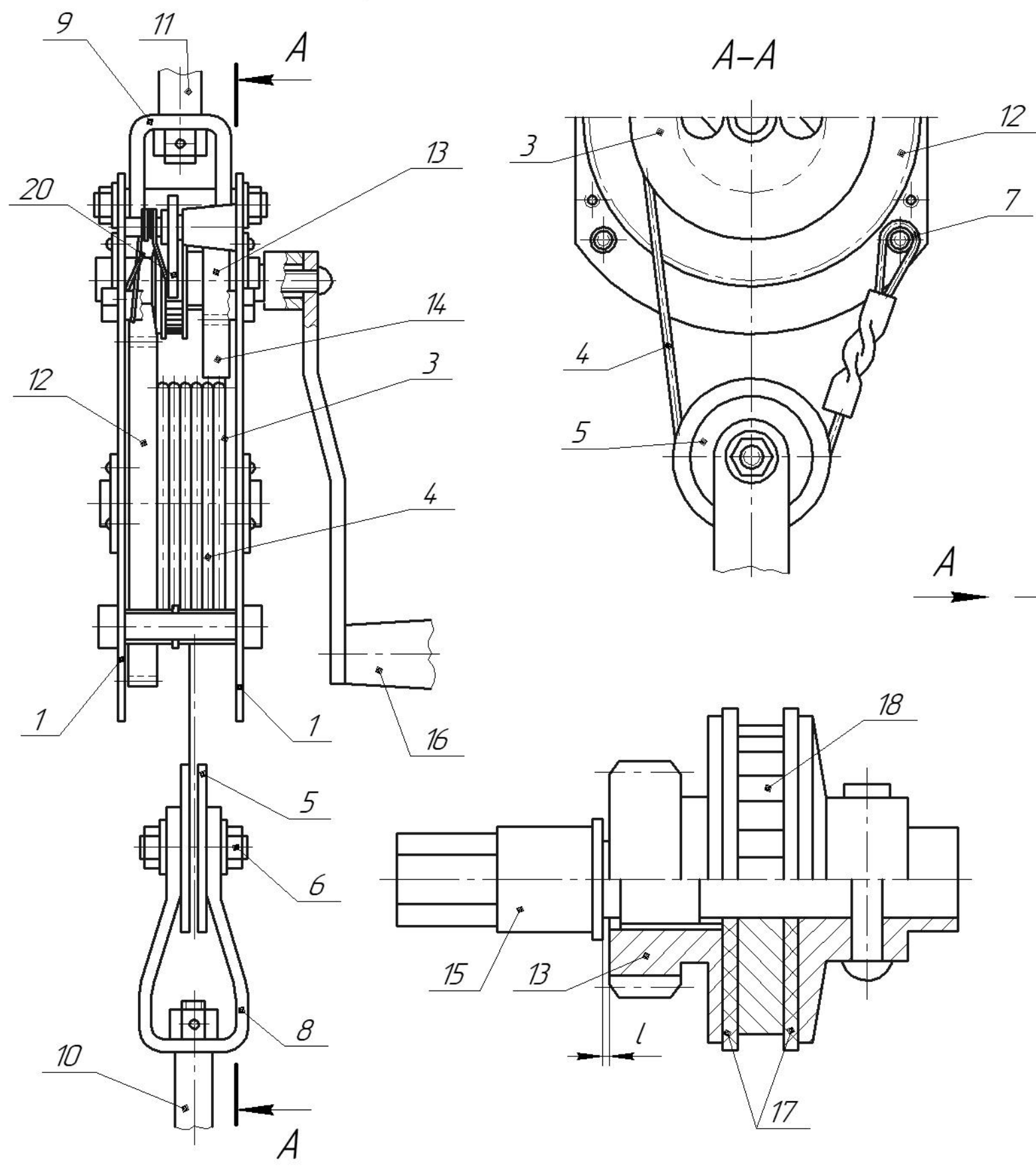
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			КрАЗ – 255Б. 05.00.000. СК	Складальне креслення	1	
				<u>Деталі</u>		
A3		1	КрАЗ – 255Б. 05.00.001	Стінка бокова	2	
		2	КрАЗ – 255Б. 05.00.002	Пластина	1	
A3		3	КрАЗ – 255Б. 05.00.003	Блок	2	
A3		4	КрАЗ – 255Б. 05.00.004	Опора центральна	1	
A3		5	КрАЗ – 255Б. 05.00.005	Опора бокова	2	
A3		6	КрАЗ – 255Б. 05.00.006	Кришка	2	
		7	КрАЗ – 255Б. 05.00.007	Втулка розпірна	16	
		8	КрАЗ – 255Б. 05.00.008	Планка - стопор	2	
A3		9	КрАЗ – 255Б. 05.00.009	Траверса	1	
		10	КрАЗ – 255Б. 05.00.010	Втулка	1	
		11	КрАЗ – 255Б. 05.00.011	Кришка	2	
A3		12	КрАЗ – 255Б. 05.00.012	Кришка	2	
A3		13	КрАЗ – 255Б. 05.00.013	Вісь	2	
		14	КрАЗ – 255Б. 05.00.014	Шайба - стопор	1	
		15	КрАЗ – 255Б. 05.00.015	Гайка	1	
		16	КрАЗ – 255Б. 05.00.016	Вісь	16	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		17		Підшипник № 214		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КрАЗ – 255 Б. 05. 00. 000. СК	
Розроб.	Горевий Ю.В.					
Перевір.	Кроль Р.М.				Підвіска гакова	
Т. контр.	Кроль Р.М.					
Н. контр.	Мацевич І.М.					
Затверд	Голубченко О.І					
				Літер	Аркуш	Аркушів
				к	в	р
				1		2
				БМО – 23мн		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				ГОСТ 8338 - 75	4	
		18		Болт М8 × 25		
				ГОСТ 7798 – 70	16	
		19		Шайба 8.65 Г		
				ГОСТ 6402 - 70	16	
		20		Гайка М14.5		
				ГОСТ 5927 - 70	16	
		21		Шайба 14.65 Г		
				ГОСТ 6402 - 70	16	
		22		Болт М8 × 20		
				ГОСТ 7798 - 70	4	
		23		Шайба 8.БрКМц3=1.07.6		
				ГОСТ 11648 - 75	2	
		24		Підшипник №8214		
				ГОСТ 6874 - 75	1	
		25		Гак № 17 А-1		
				ГОСТ 6627 - 74	1	
		26		Болт М8 × 30		
				ГОСТ 7798 - 70	2	
		27		Шайба 8.БрКМц3=1.07.6		
				ГОСТ 11648 - 75	1	
		28		Шпонка 20 × 12 × 50		
				ГОСТ 23360 - 78	2	
			КрАЗ – 255 Б. 05. 00. 000. СК			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.	2

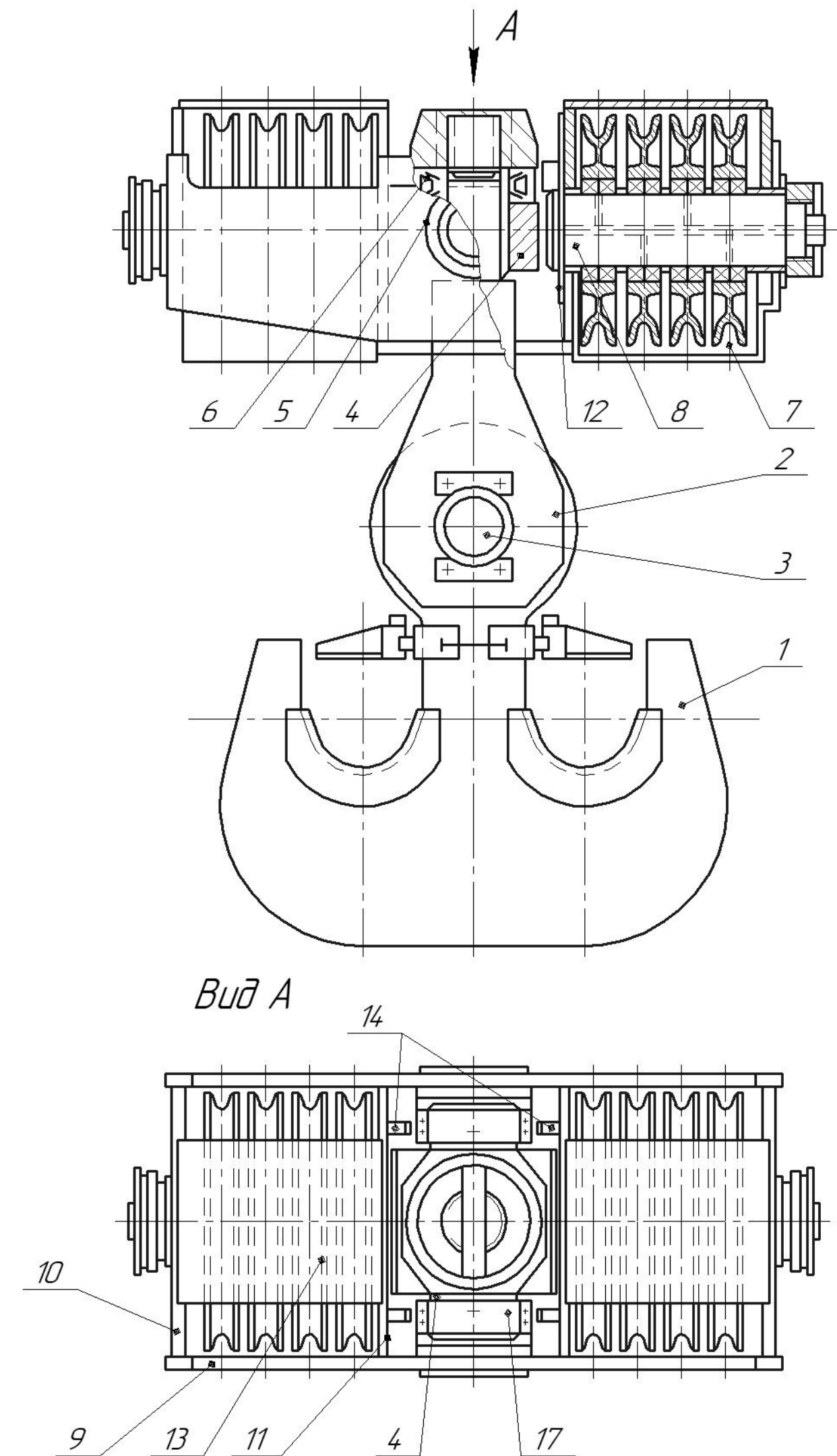
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			КраЗ – 255Б. 06.00.000. СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	КраЗ – 255Б. 06.01.000. СК	Редуктор Ц2 - 400	1	
		2	КраЗ – 255Б. 06.02.000. СК	Гальмо	1	
		3	КраЗ – 255Б. 06.03.000. СК	Гідромотор 210.20	1	
				<u>Деталі</u>		
		4	КраЗ – 255Б. 06.00.004	Муфта	1	
		5	КраЗ – 255Б. 06.00.005	Кронштейн	1	
		6	КраЗ – 255Б. 06.00.006	Плита противага	1	
		7	КраЗ – 255Б. 06.00.007	Барабан	1	
		8	КраЗ – 255Б. 06.00.008	Вал	1	
		9	КраЗ – 255Б. 06.00.009	Опора	1	
		10	КраЗ – 255Б. 06.00.010	Обмежувач змотування		
				каната	1	
		11	КраЗ – 255Б. 06.00.011	Кришка	1	
		12	КраЗ – 255Б. 06.00.012	Втулка	1	
		13	КраЗ – 255Б. 06.00.013	Кришка	1	
		14	КраЗ – 255Б. 06.00.014	Втулка	1	
		15	КраЗ – 255Б. 06.00.015	Кришка	1	
		16	КраЗ – 255Б. 06.00.016	Шайба упорна	2	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КраЗ – 255 Б. 06. 00. 000. СК	
Розроб.	Горевий Ю.В.				Механізм підйому вантажу	
Перевір.	Кроль Р.М.					
Т. контр.	Кроль Р.М.					
Н. контр.	Мацевич І.М.					
Затверд	Голубченко О.І					
					Літер	Аркуш
					к	в
					р	1
					Аркушів	
					2	
					БМО – 23мн	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Стандартні вироби</u>		
		17		Підшипник № 1313		
				ГОСТ 8545 - 75	2	
		18		Шпонка 22 × 14 × 95		
				ГОСТ 23360 - 78	1	
		19		Болт М8 × 75		
				ГОСТ 7798 - 70	4	
		20		Гайка М8.5		
				ГОСТ 5927 - 70	4	
		21		Шайба 8.65 Г		
				ГОСТ 6402 - 70	4	
		22		Болт М8 × 30		
				ГОСТ 7798 - 70	4	
		23		Шайба 8.БрКМц3=1.07.6		
				ГОСТ 11648 - 75	2	
		24		Шайба торцева 8.01.05		
				ГОСТ 6958 - 68	2	
		25		Болт М16 × 70		
				ГОСТ 7798 - 70	3	
		26		Шайба 16.65 Г		
				ГОСТ 6402 - 70	3	
		27		Болт М6 × 30		
				ГОСТ 7798 - 70	8	
		28		Шайба 6.65 Г		
				ГОСТ 6402 - 70	8	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КрАЗ – 255 Б. 06. 00. 000. СК	
					Арк.	2

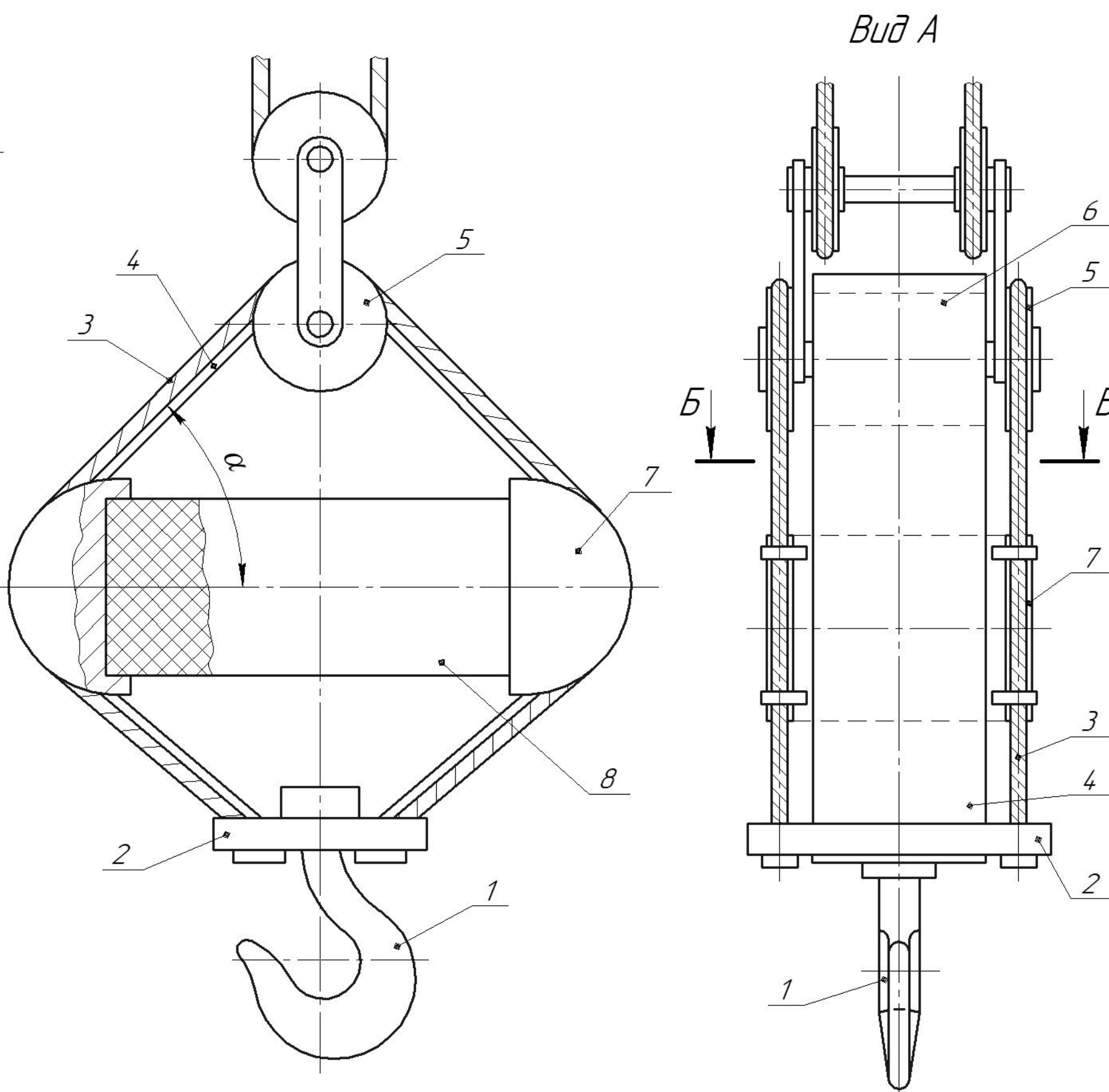
Гакова підвіска по авторському свідоцтву №17139
автори Калайджан О.С., Маланчин А.М., Бессонов О.Г., Гейко Р.Б.,
Мартиненко В.Я., Хлопась С.Ф.



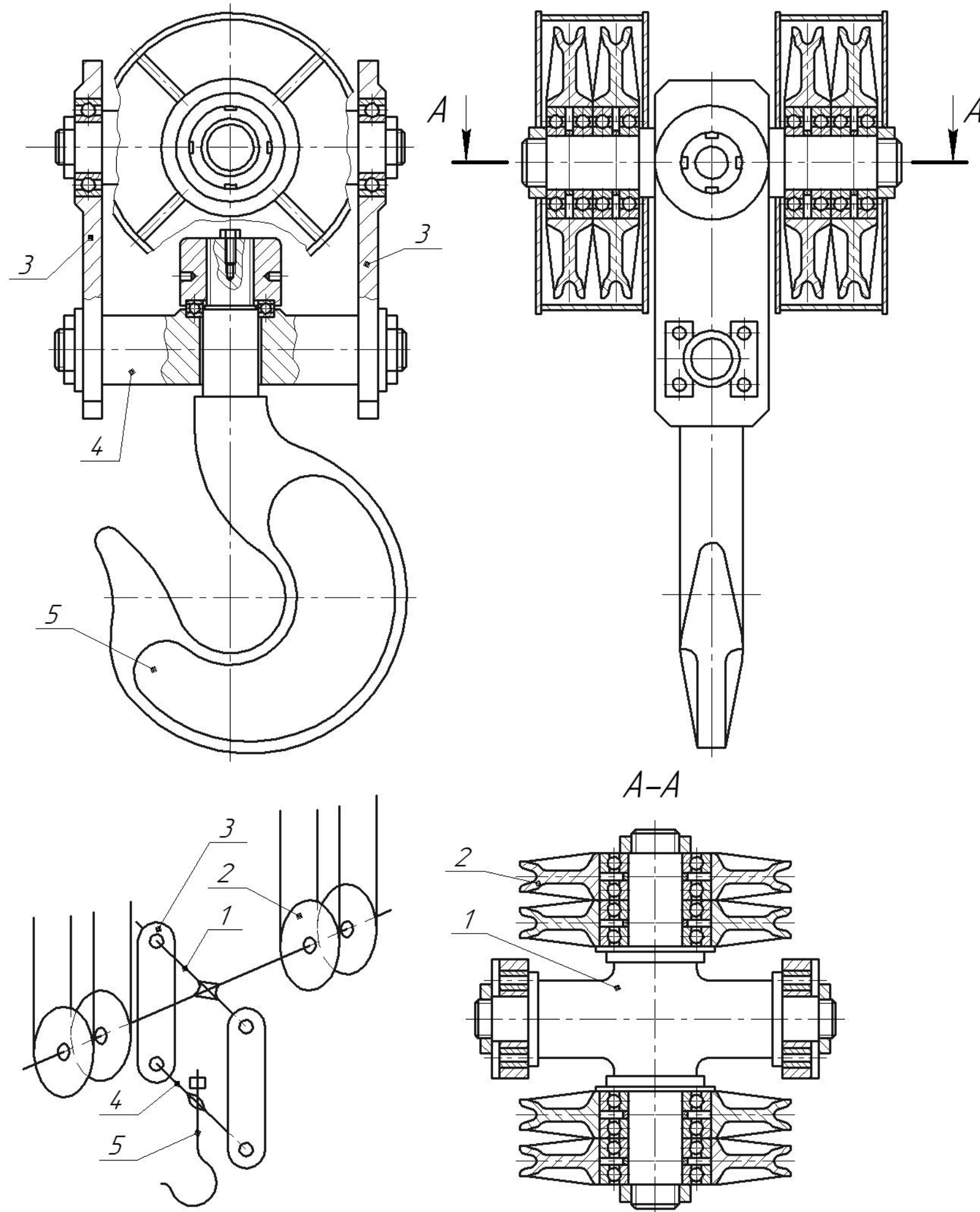
Крюкова підвіска по авторському свідоцтву №2639
автори Пахомов В.А., Гусев Ю.Б., Сушков Б.К.



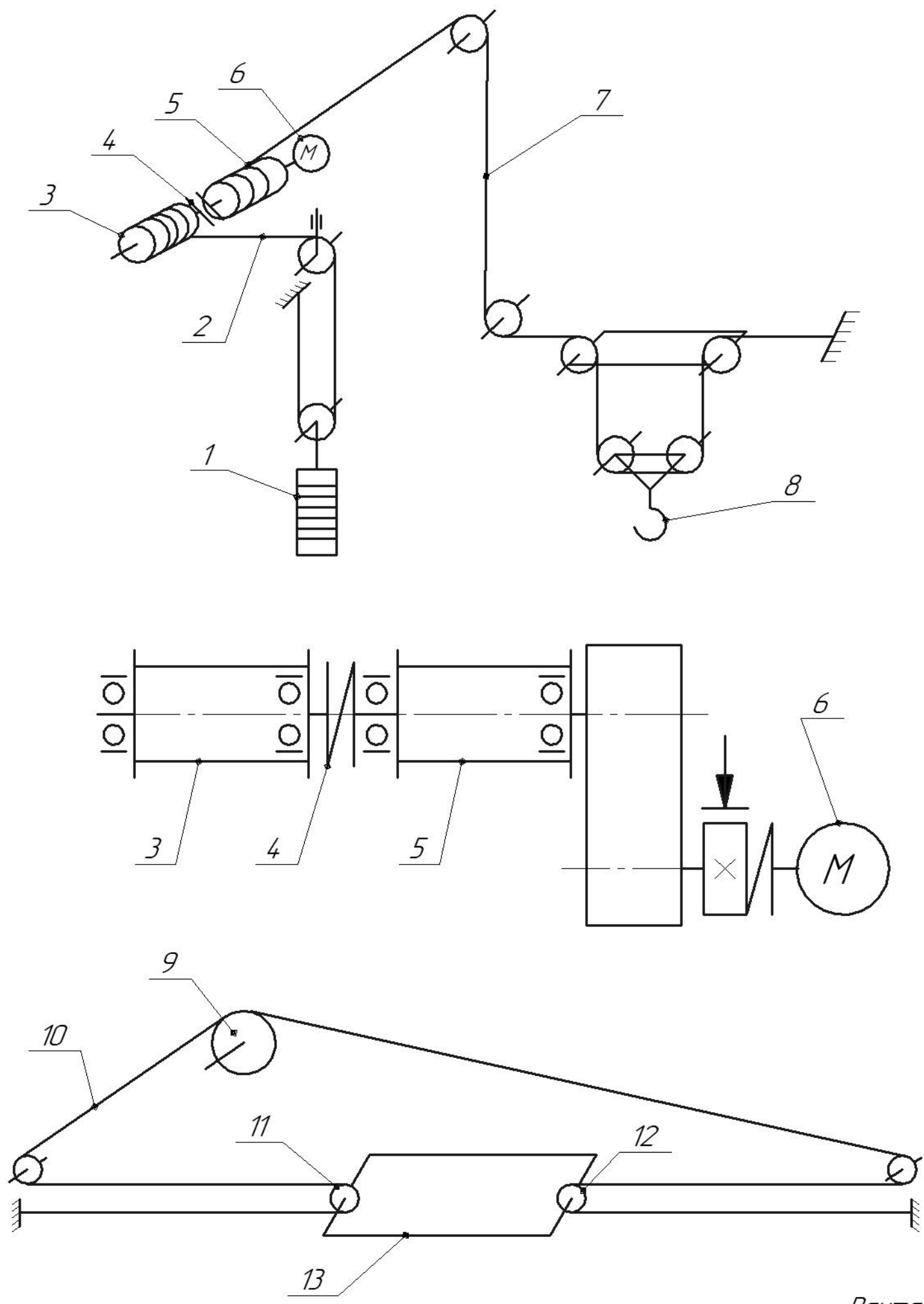
Гакова підвіска по авторському свідоцтву №28879
автори Хмара Л.А., Шевченко А.Ф., Колісник М.П., Соколов І.А.



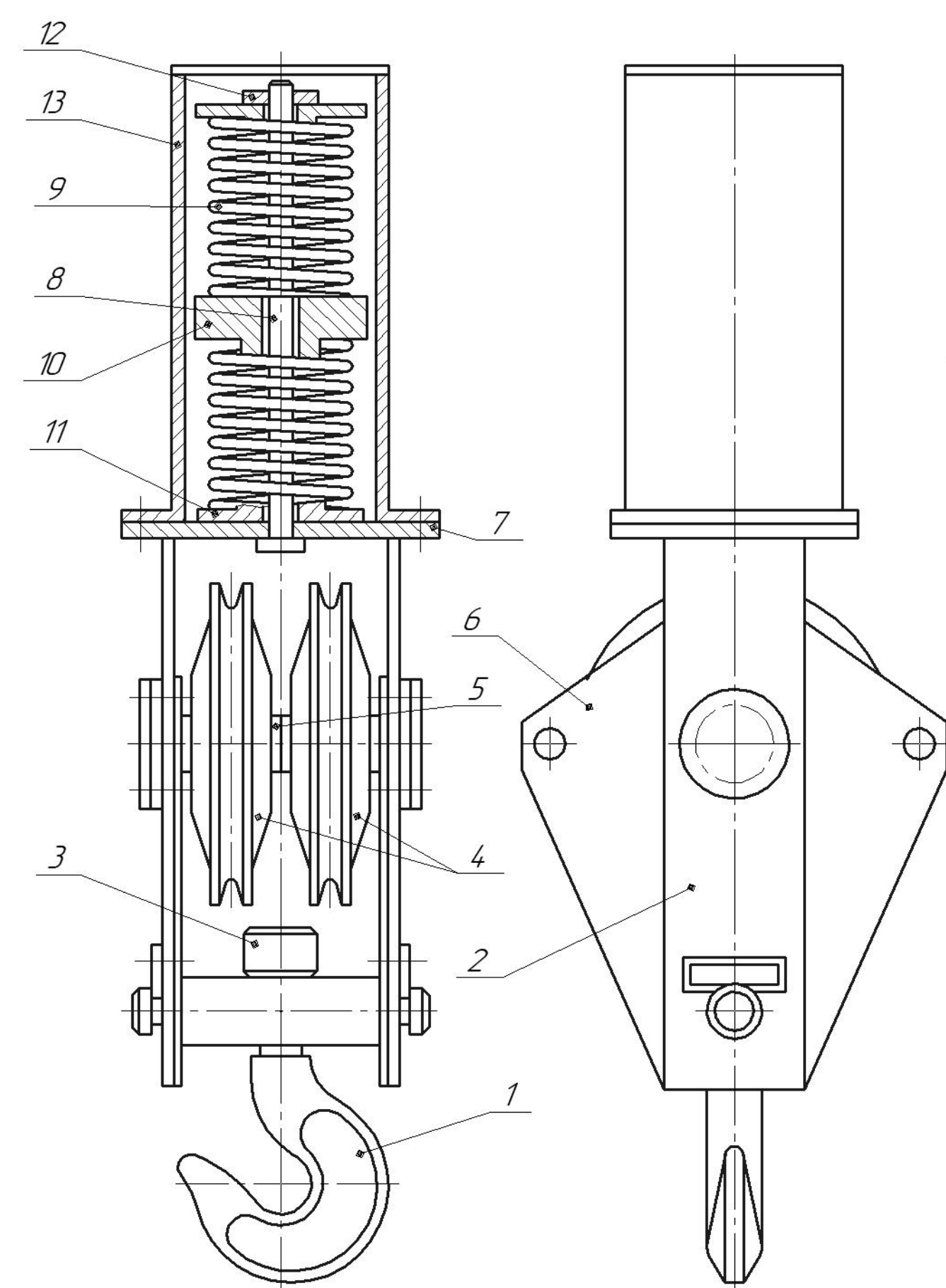
Гакова діюча обійма по авторському свідоцтву №412114
автори Лейнер Ф.М., Щеглов О.М. та Шатурад В.Т.



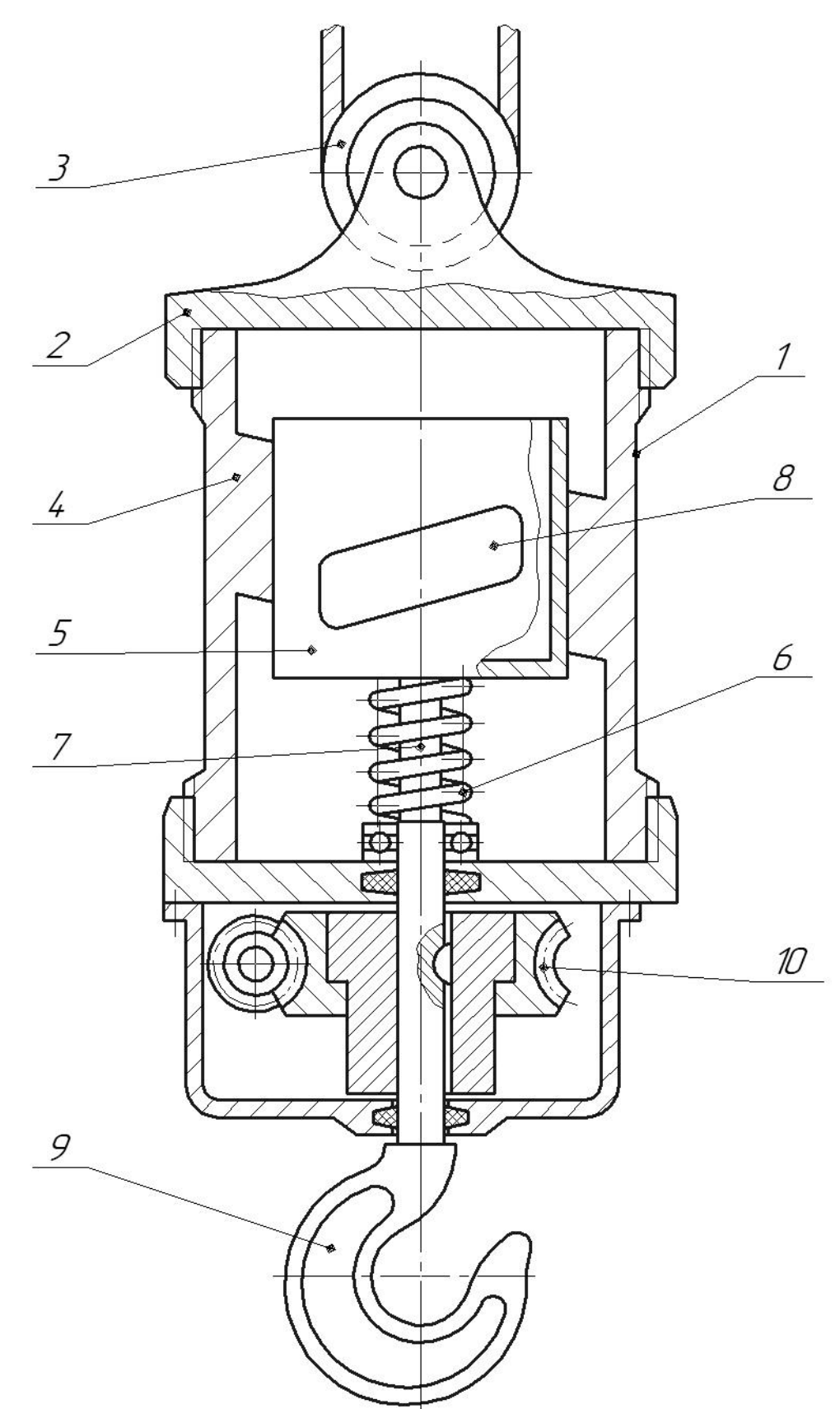
Баштовий кран по авторському свідоцтву №100083
автори Лобейкін В.С., Шумілов Г.В.



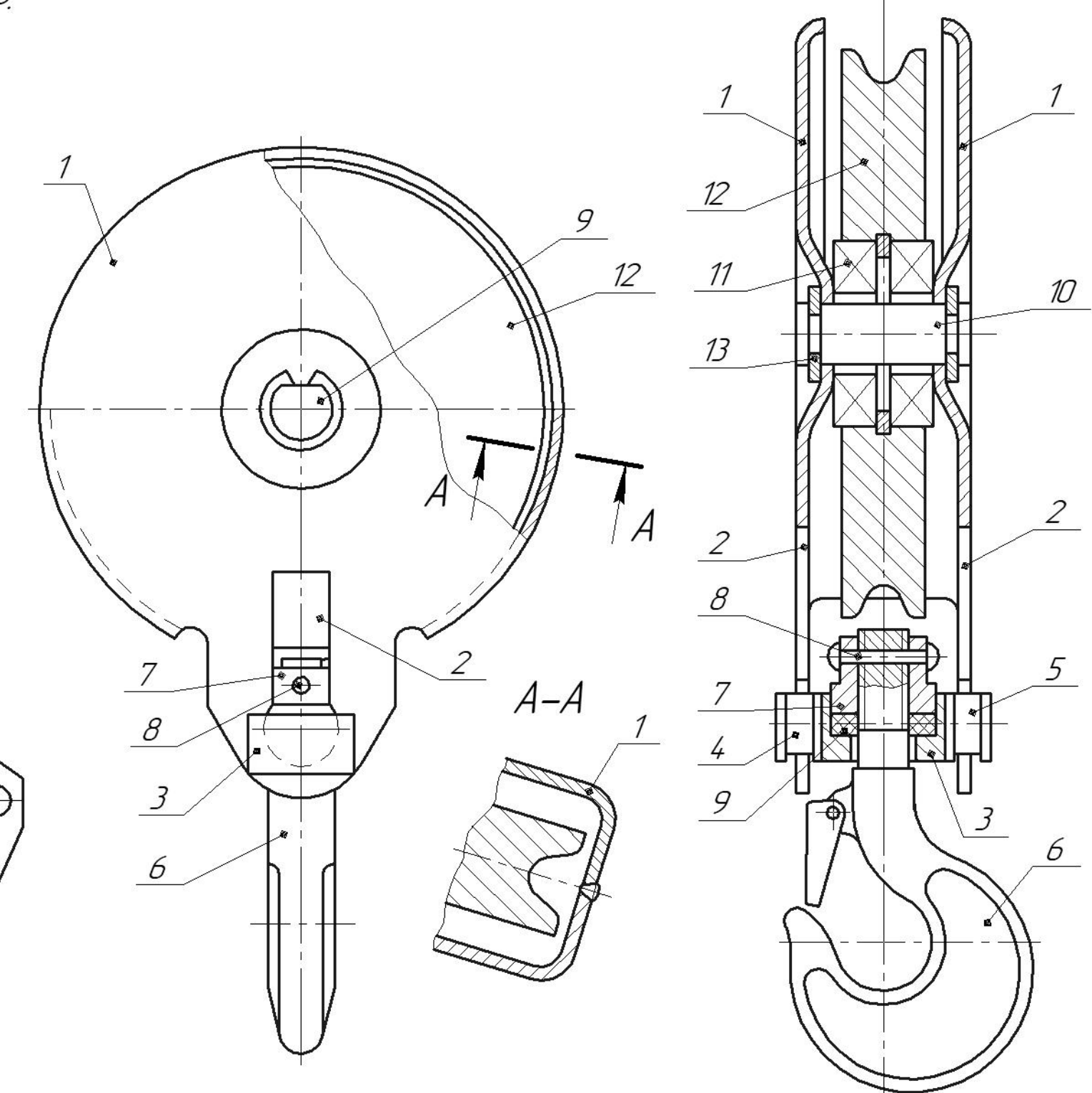
Вантажна підвіска крана обійма по авторському свідоцтву №635029
автори Гладков Ю.А., Колісник М.П., Праскурін А.М. та Шевченко А.Ф.



Кранова демпфувальна підвіска по авторському свідоцтву №10337
автори Шевченко А.Ф., Колісник М.П., Червонаштан А.Л.



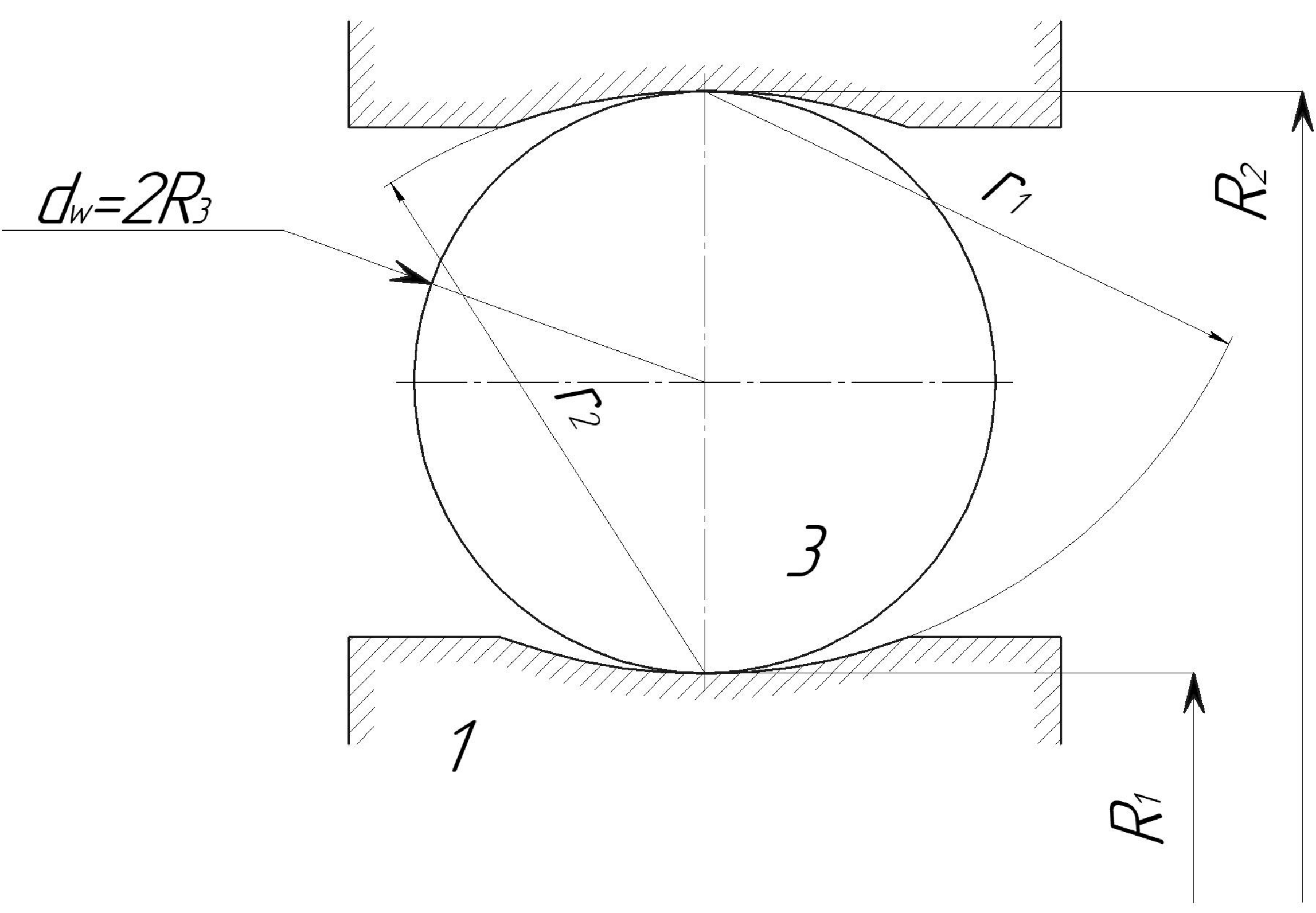
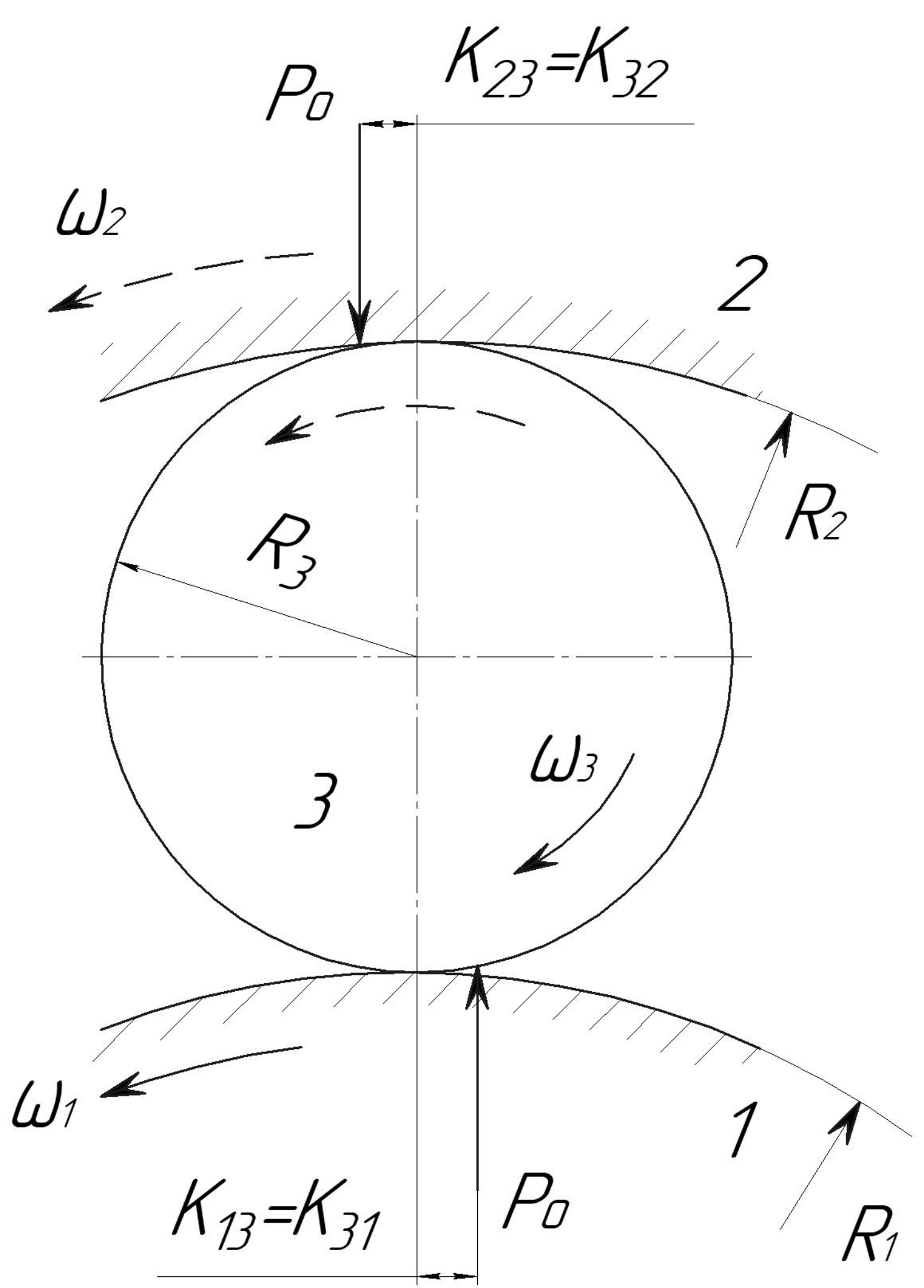
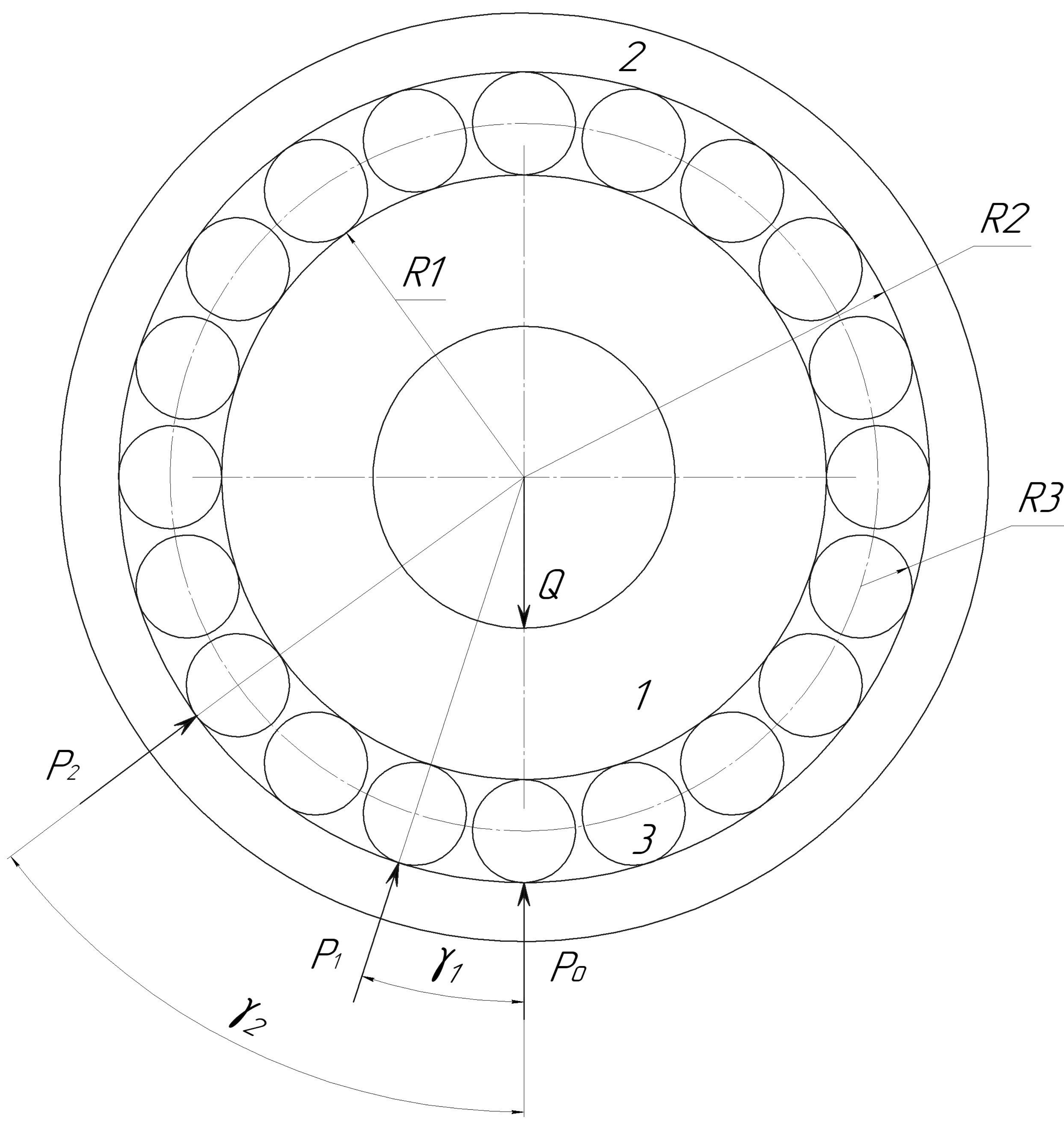
Вантажна підвіска по авторському свідоцтву №695947
автори Блинов С.І. та Боголюбов Л.Л.



КрА3-2555. 00. 00. 000. П0				Лит	Масса	Масштаб
Изм./Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	к	в	р
Разраб	Горевый Ю.В.					
Проб	Краль Р.М.					
Т.контр.	Краль Р.М.					
И.контр.	Маседун И.М.			Лист	1	Листов
Утв.	Галиченко О.П.			БМО-23мп		
Копирован				Формат А1		

Розрахункова схема підшипника

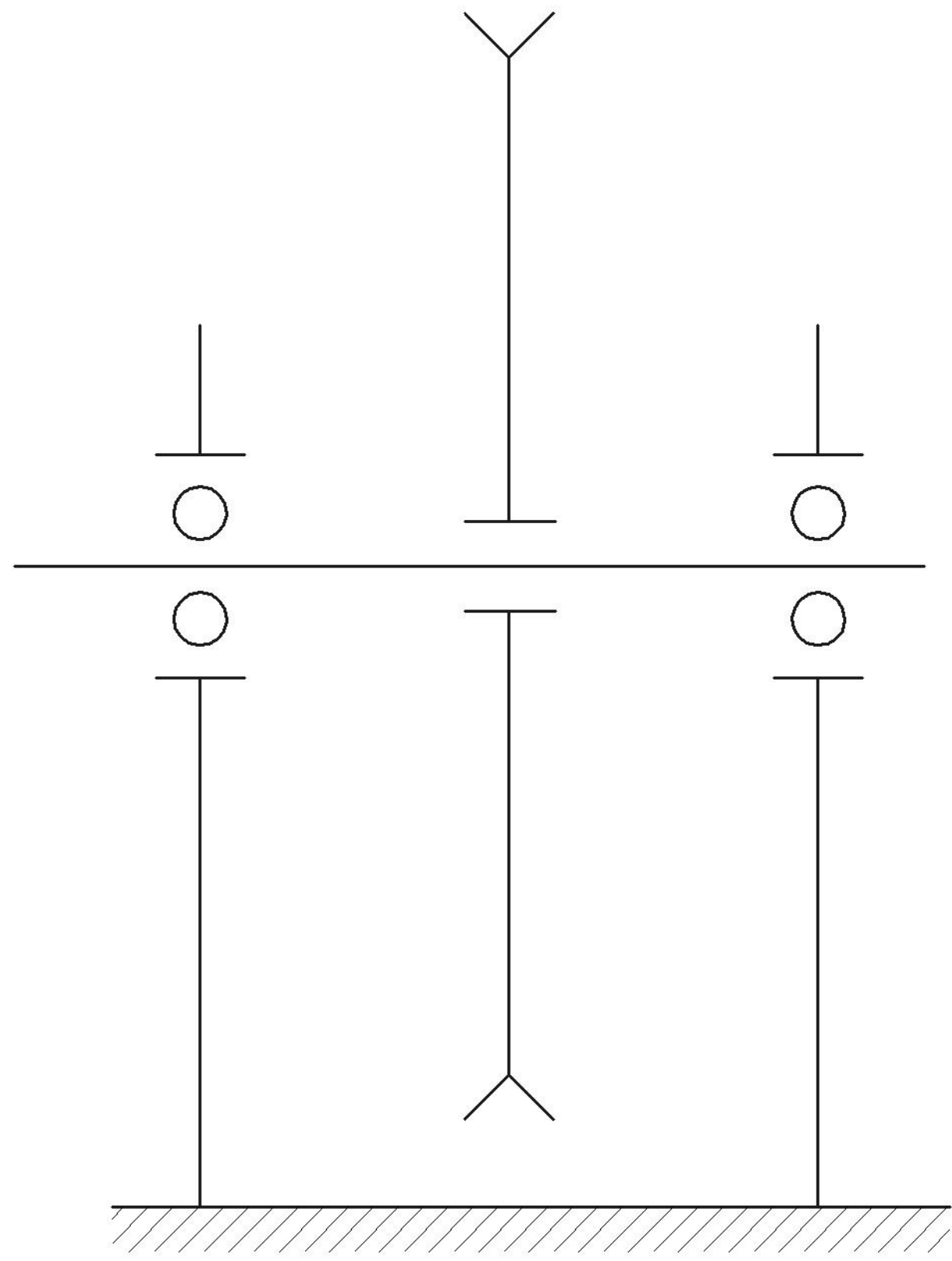
КрАЗ - 255Б. 00. 00. 000. РС



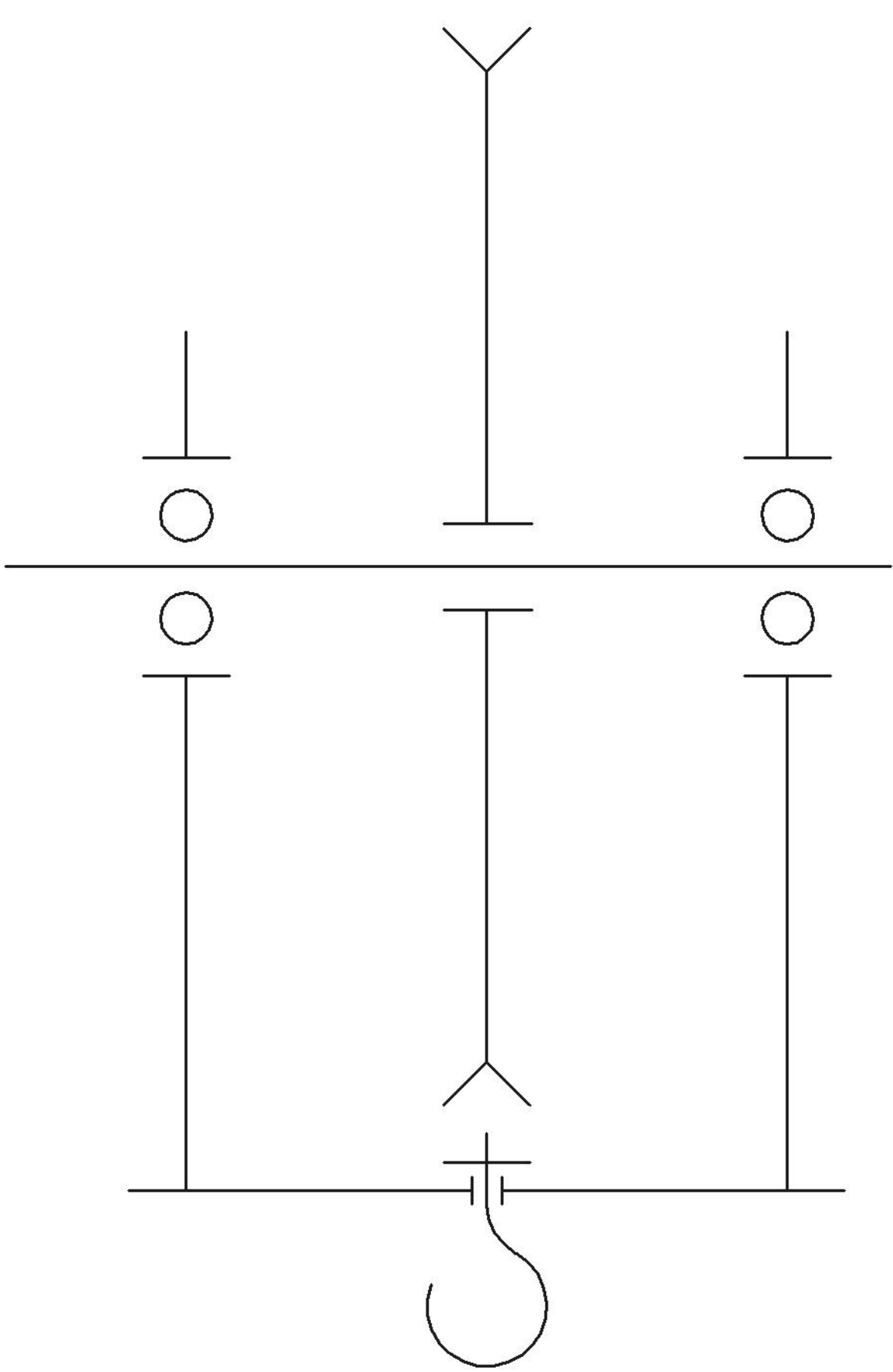
КрАЗ - 255Б. 00. 00. 000. РС				Лист	Масса	Масштаб
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	к	б	р
Разраб.	Горелый ВВ					
Проб.	Крале РМ					
Т.контр.	Крале РМ					
И.контр.	Масевич ИМ					
Этб.	Голубенко ОИ					
Розрахункова схема підшипника				Лист	3	Листів
				БМО-23мп		

Запропоновані схеми конструкції гакових підвісок із обертанням внутрішнього кільця підшипника

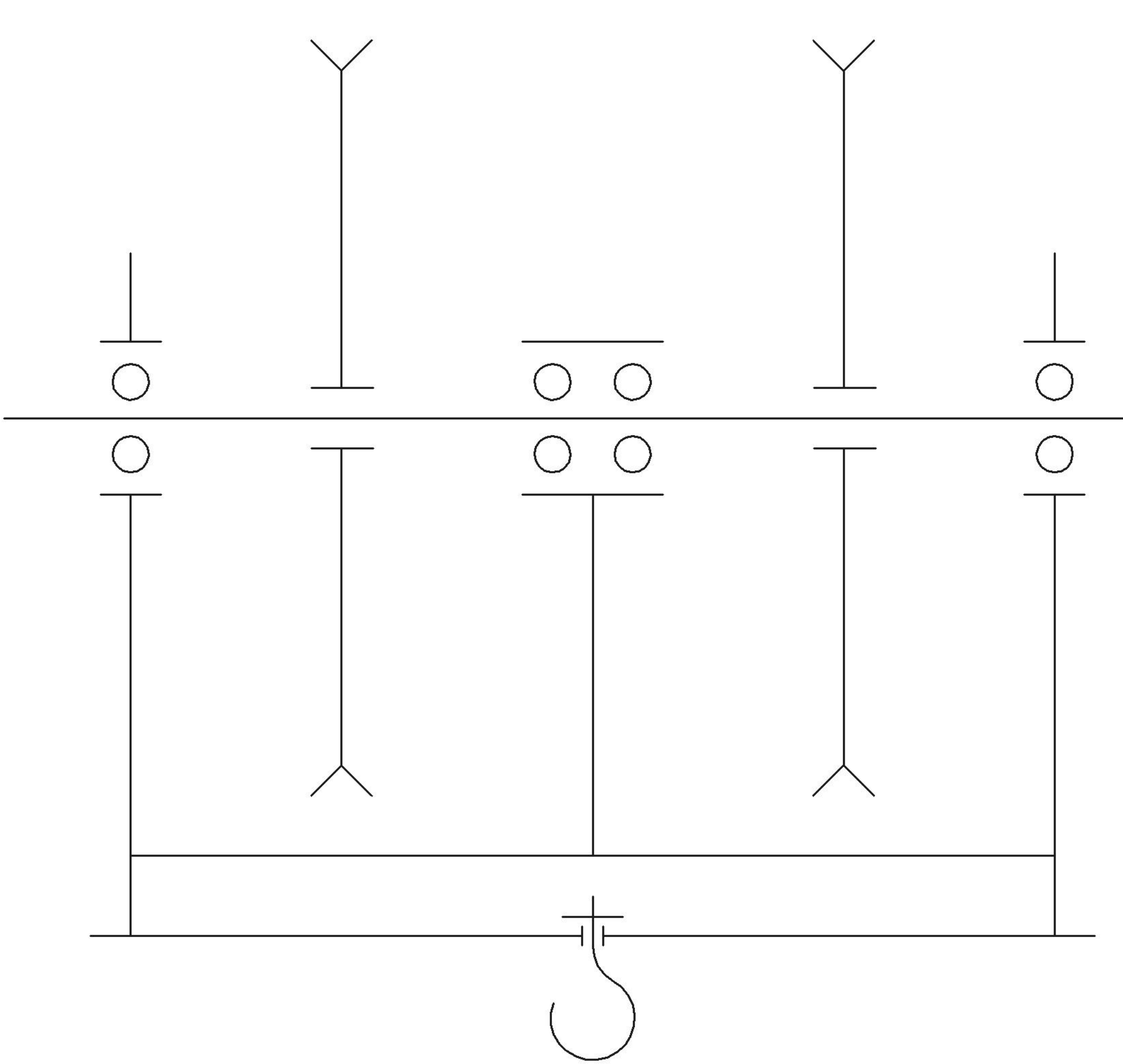
Відвідний блок



Одноблочна гакова підвіска



Двоблочна гакова підвіска



Розрахункові залежності

$$P_i = \frac{5 \cdot Q}{Z} \cdot (\cos(i \cdot \gamma))^{2 \frac{3}{2}}$$

$$P_0 = \frac{5 \cdot Q}{Z}$$

$$A_{Q_0} = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot Q = 9420 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

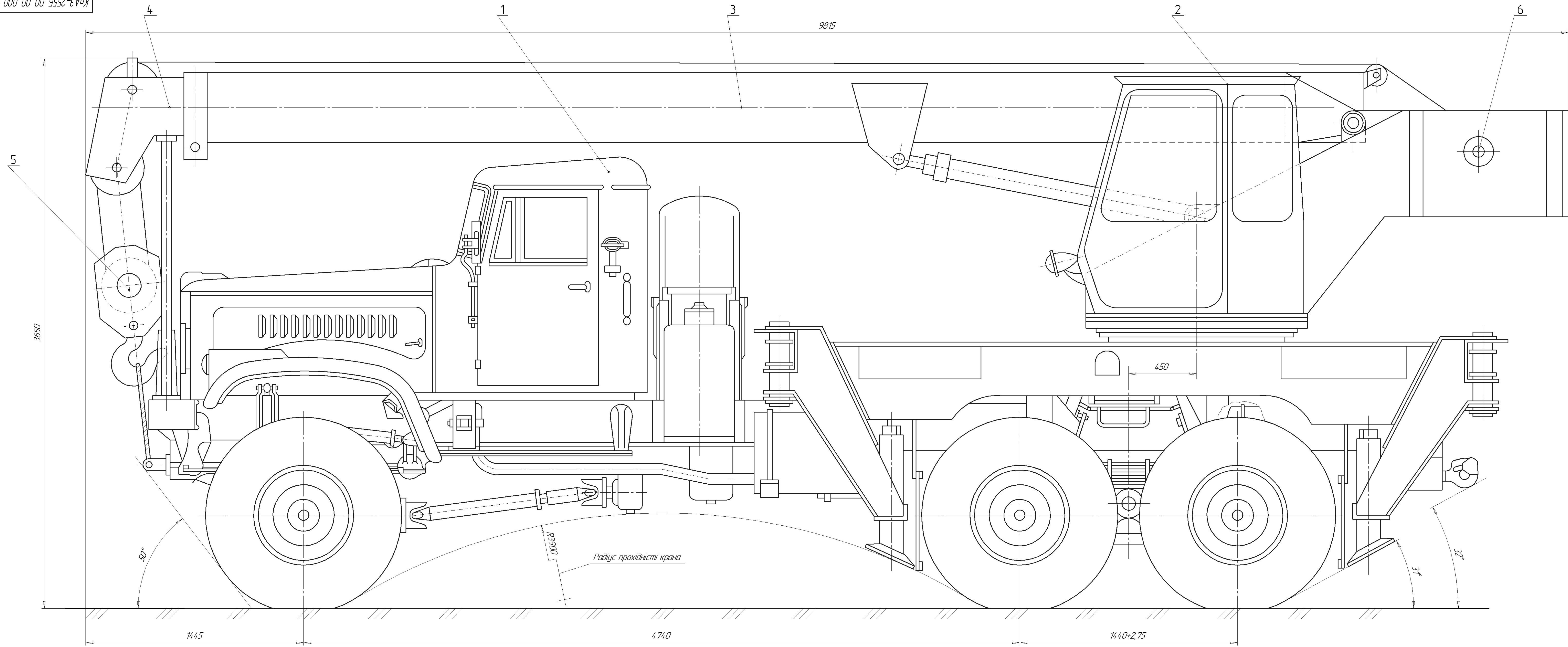
$$A_{Q_H} = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot Q = 13536 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \eta_B = \frac{1}{(1 + \xi_B)} = 0,9950$$

$$\xi_B = \frac{A_B}{A_{Q_H}} = 0,0051$$

$$\xi_H = \frac{A_H}{A_{Q_B}} = 0,0086$$

$$\eta_H = \frac{1}{(1 + \xi_H)} = 0,9915$$

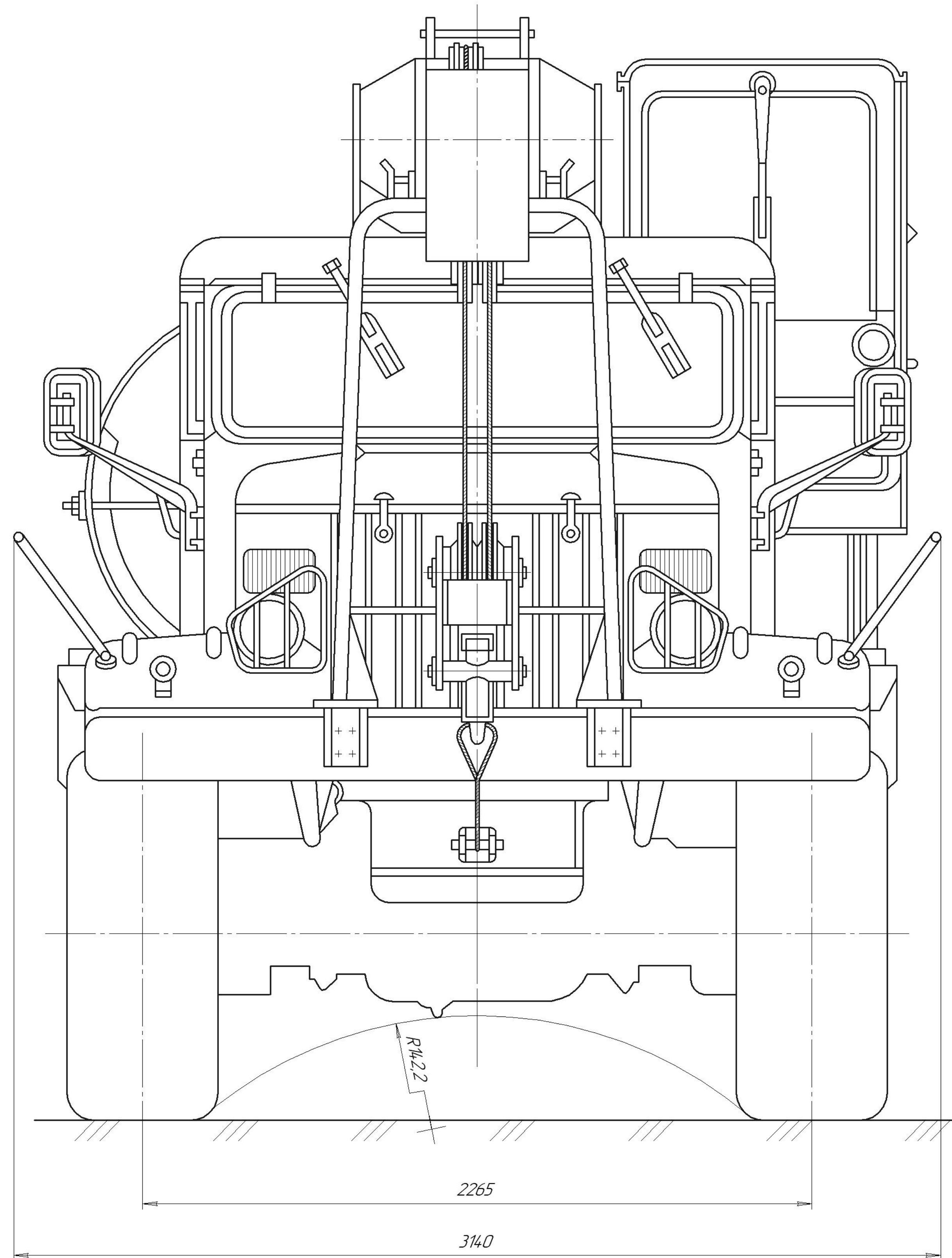
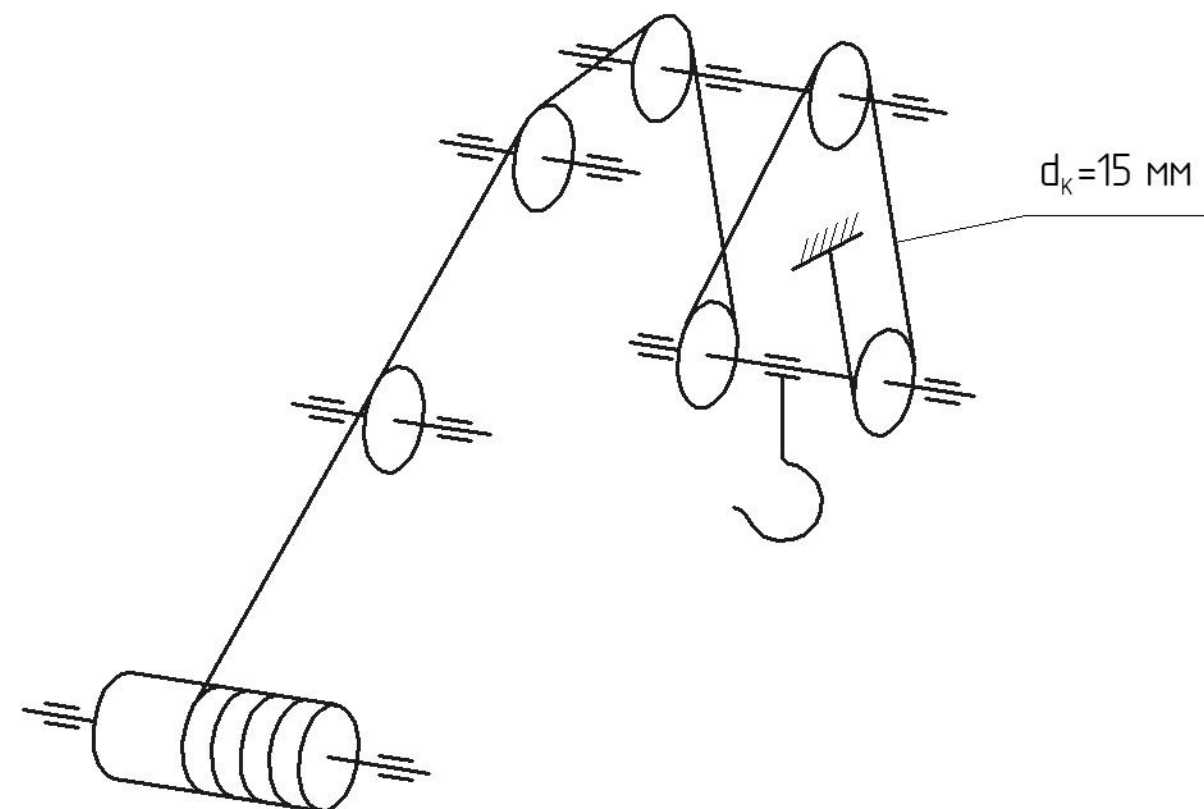
					КрА3 - 255Б. 00. 00. 000. РЗ						
Изм./Лист	№ док-м	Подп.	Дата	Разрачункові залежності			Лит	Масса	Масштаб		
Разраб.	Горбун ВВ						к	в	р	—	—
Проб.	Крив РМ										
Т.контр.	Крив РМ										
Н.контр.	Машевич ИМ						Лист	2	Листов	10	
Утв.	Голубенко ОИ						БМО-23мп				



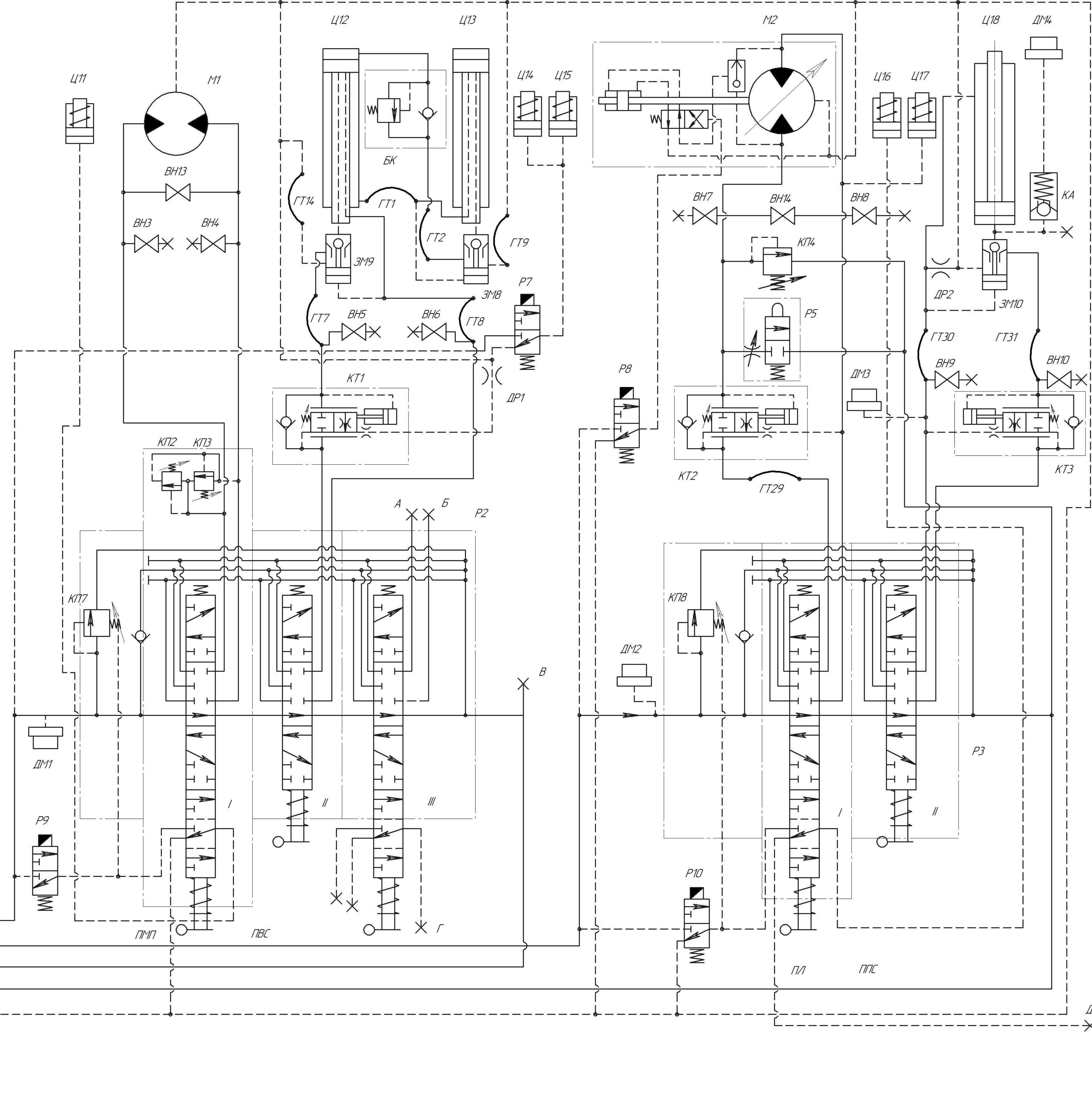
Технічна характеристика

1. Тип крана – автомобільний, повноповоротний із жорсткою підвіскою (спиранням) телескопічно роздільної стріли	5. Частота обертання поворотної частини, хв ⁻¹	2.....	0,1
2. Довжина стріли, м	6. Швидкість пересування крана, км/год:		
висунутою.....	транспортна.....	70	
висунутою.....	із вантажем на гачку.....	5	
3. Вантажопідйомність на вантажних опорах т (найбільша) при стрілі L = 8 м та вильоті гачку 4 м.....	7. Допустимий ухил місцевості при роботі крана, град.....	3	
при стрілі L = 12 м та вильоті гачку 11 м.....	8. Маса крану, включаючи масу автомобіля, т.....	19,5	
4. Швидкість, м/хв:	9. Габаритні розміри в транспортному положенні, мм:		
підйому вантажу.....	довжина.....	9815	
найбільша.....	висота.....	3650	
пасадочна.....	ширина.....	3140	
зміни вильоту.....	10. Привід кранових механізмів.....	гідролінійний від обох насосів	
		типу 210,25, продуктивністю 0,15 м ³ /хв	
		при частоті обертання 1400 хв ⁻¹	

Схема запасування вантажного канату



							КрАЗ-255Б. 00. 00. 000. В3					
Имя/Ист.	№ Фабрики	Полн.	Датум	Модернізація механізму підйому вантажку об'ємом 14000 кг на базі КрАЗ-255Б. Вид згорілий				Лист	Масса	Масштаб		
Розроб.	Склад. РМ							К	В	Р	19515	1:10
Техніч.	Корпус РМ							Лист		Листов		10
Нахитр. Знаб	Машини ІМ Водійський ІМ							БМ0-23mm				
Корисна висота												
Діаметр												



Позначення	Найменування	Код	Примітка
A	З'єднання, що обертається	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
B	Гідробак	1	$V_f=300\text{ л}$
BK	Блок клапанний	1	$d_f=12\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
BH1, BH2	Вентиль запірний	2	$d_f=50\text{мм}$
BH3, BH10	Вентиль		
BH13, BH14	нормально закритий	10	$d_f=8\text{мм}$
BH16, BH17	Вентиль	2	$d_f=8\text{мм}$
ГТ1, ГТ2	Рукав		
ГТ7, ГТ14	високого тиску	10	$d_f=12\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=2\text{МПа}$
ГТ3, ГТ6	Рукав		
ГТ15...ГТ22	високого тиску	10	$d_f=12\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=2\text{МПа}$
ГТ23...ГТ30	Рукав	8	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=25\text{МПа}$
ДР1, ДР2	Дросель	2	$d_f=1\text{ мм}$
ЗМ1...ЗМ4	Гідрозамок односторонній	4	$d_f=8\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=25\text{МПа}$
ЗМ5...ЗМ7	Гідрозамок односторонній	3	$d_f=10\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
ЗМ8	Гідрозамок односторонній	1	$d_f=10\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=25\text{МПа}$
ЗМ9, ЗМ10	Гідрозамок односторонній	2	$d_f=20\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
КА	Кран аварійний	1	
КО	Гідроклапан зворотний	1	$d_f=16\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
КТ1, КТ4	Гідроклапан		
КТ9, КТ10	запобіжний	4	$d_f=16\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=32\text{МПа}$
КТ1...КТ3	Гідроклапан гальмівний	3	$d_f=20\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
М1	Гідромотор	1	$V=56\text{см}^3$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
М2	Гідромотор регульований	1	$V_{\text{ном}}=10\text{см}^3$, $V_{\text{макс}}=47\text{см}^3$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
М3	Гідромотор	1	$V=28\text{ см}^3$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
МН	Манометр	1	
ДМ1...ДМ4	Датчик тиску манометричний	4	$P_{\text{ном}}=32\text{МПа}$
НА1	Насос	1	$V=56\text{см}^3$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
НА2	Насос	1	$V=112\text{см}^3$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
НР	Насос ручний	1	$q=0.175\text{л}^3/\text{сек}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P1	Гідророзподільник	1	$d_f=12\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P2	Гідророзподільник	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P3	Гідророзподільник	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P4	Кран трьохпозиційний	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P5	Кран затяжки гоку	1	$d_f=16\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P6	Кран обохободний	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=20\text{МПа}$
P7...P10	Гідророзподільник із електро-		
	магнітним керуванням	4	$d_f=8\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=25\text{МПа}$
PH1, PH2	Рукав	2	$d_f=12\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
PH3	Рукав	1	$d_f=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
PH4... PH11	Рукав	8	$d_f=32\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
PH12, PH14	Рукав	3	$d_f=50\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ф	Фільтр лінійний	1	$\mu=25\text{мм}$, $P_{\text{ном}}=0.63\text{МПа}$
Ц1...Ц4	Гідрациліндр	4	$D=0.14\text{м}$, $S=0.5\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц5...Ц8	Гідрациліндр	4	$D=0.063\text{м}$, $S=1.265\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц9, Ц10	Гідрациліндр	2	$D=0.063\text{м}$, $S=0.28\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц11	Розмикач	1	$D=0.028\text{м}$, $S=0.019\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц12, Ц13	Гідрациліндр	2	$D=0.3\text{м}$, $S=6.0\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц14...Ц16	Розмикач	3	$D=0.025\text{м}$, $S=0.020\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц17	Розмикач	1	$D=0.04\text{м}$, $S=0.035\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$
Ц18	Гідрациліндр	1	$D=0.3\text{м}$, $S=2.775\text{м}^2$, $P_{\text{ном}}=16\text{МПа}$

Мат. Ауст.

Розраб.

Проб.

Технік

Контроль

Нормат.

Узгод.

№ докум.

						КрАЗ - 255Б. 05. 00. 006				
Эм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Кришка	Лит.		Маса	Масшт.	
Розроб.		Гаредий ЮБ				к	в	р	2,7	1:1
Передпр.		Кроль РМ				Аркши		АркшиВ		
Т. контр.		Кроль РМ								
Н. контр.		Мошевич ІМ			Кроз	БМО-23мм				
Умбер.		Голубенко ОІ				ВГО ГОСТ 2590-71 45 ГОСТ 1967-73				

[illegible]

КрАЗ - 2552 - 9552. 05. 00. 010

Rz40 ✓ (M)

- * Розміри для довідок.
- Невказані граничні відхилення розмірів по $\pm \frac{IT_{14}}{2}$.

КрАЗ - 2552. 05. 00. 010						Втулка			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Втулка	Лит	Маса	Масшт.
Розроб	Горевий ЮВ						к	в	р
Перевір	Кроль РМ						0,24		1:1
Т. контр.	Кроль РМ						Аркуші		
Н. контр.	Мацевиц ІМ					Кресло	БМО-23Мп		
Утвер.	Голубченко ОІ								
						В130 ГОСТ 2590-71 45 ГОСТ 1961-73			

КрАЗ - 2556.05.00.012

Rz40 ✓ (M)

The technical drawing consists of two main views: a side view on the left and a top view on the right.

Side View Dimensions:

- Total height: $\phi 146 \pm 0,25$
- Top flange thickness: 2,5
- Top surface roughness: Rz20
- Inner diameter of the main body: $\phi 108$
- Main body height: $\phi 125H7$
- Bottom flange thickness: 2,5
- Bottom surface roughness: Rz20
- Internal chamfer: R4
- Chamfer angle: $1 \times 45^\circ$
- Bottom hole diameter: $\phi 9$
- Distance from bottom edge to hole center: 8 отб.
- Bottom hole depth: 9
- Bottom hole chamfer: $1,5 \times 45^\circ$
- Bottom hole distance from inner wall: 2 фаски
- Bottom hole diameter tolerance: $30_{-0,5}$

Top View Dimensions:

- Outer diameter: $\phi 146$
- Inner diameter: $\phi 108$
- Center-to-center distance between holes: $\phi 67$
- Hole diameter: $\phi 9$
- Angle between radial lines: 45°

Notes:

- Гострі кромки притупити.
- Невказані радіуси скруглень R0,5.
- Невказані граничні відхилення розмірів по $\pm \frac{IT14}{2}$.

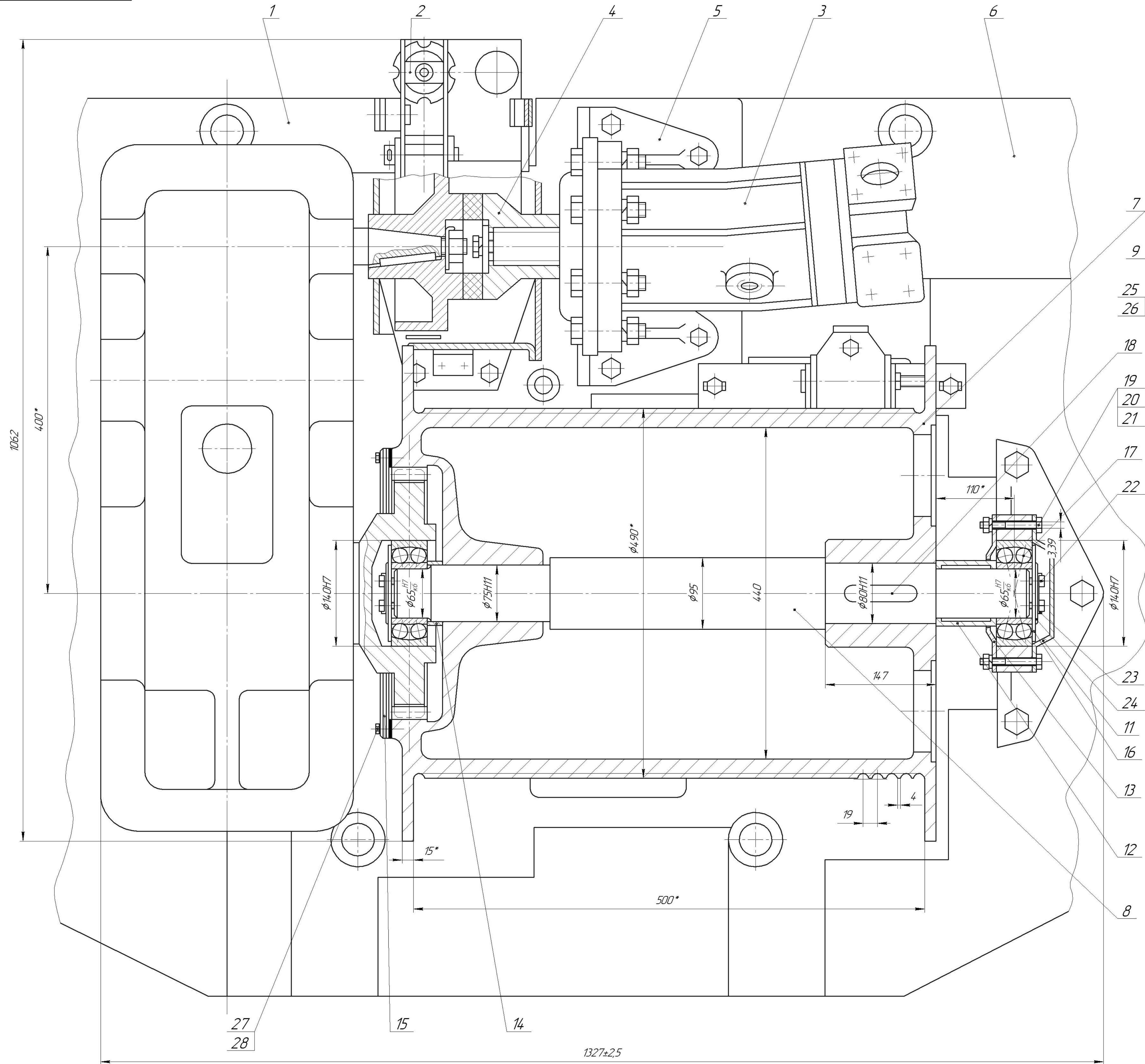
Экз.	Док.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб	Гордєй ЮВ			
Перевір	Краль РМ			
Т. контр.	Краль РМ			
Н. контр.	Макевич ІМ			
Утвр.	Голубченко ОІ			

КрАЗ - 2556.05.00.012

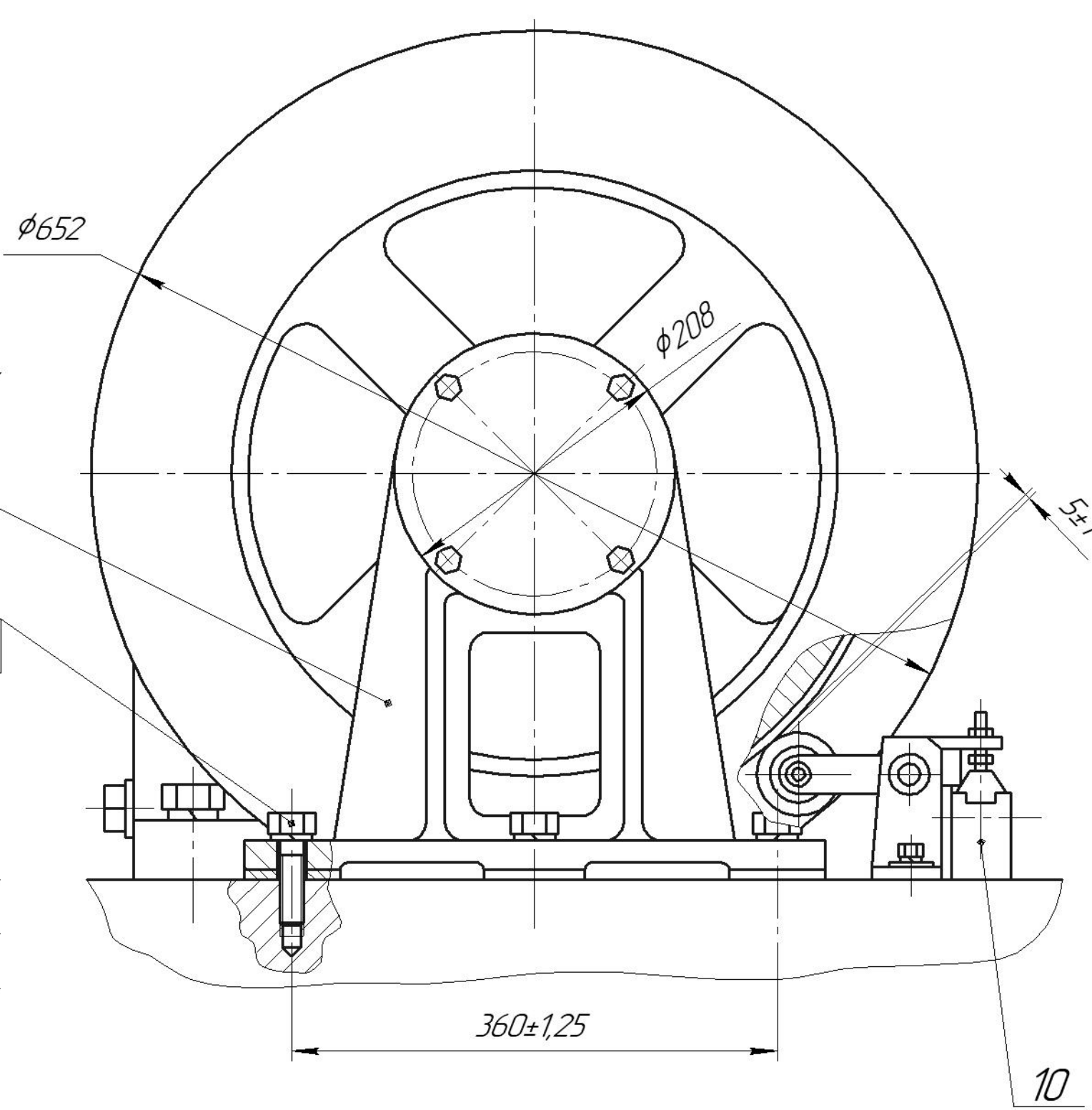
		/шт.	Маса	Масшт.
к	в	р	3,1	1:1
Архивш		Архивш		

БМО-23мп

B175 ГОСТ 2590-71
Кауч 45 ГОСТ 1961-73



Вид А (1:4) ○



1. Після складання вузла із підшипниками повинні вільно обертатись від руки, без поштовхів та заїдань.
2. Після складання блоків виконати запресовку консистентного змащування в підшипникові вузли.
3. Відкриті поверхні вскрити грунтовкою типу ГФ - ВВ.

					КрАЗ - 255Б. 06. 00. 000. СК				
Конт. / Лист	№ док.м.	Підп.	Дата	Механізм підйому вантажу	Лист	Масса	Масштаб		
Разраб.	Горевий Ю.В.				к	в	р	674 1:2,5	
Пров.	Крале Р.М.				Лист		Листов		
Т.контр.	Крале Р.М.				БМО-23мп				
Н.контр.	Мащенко І.М.				Копіювати				
Утв.	Голубченко О.І.				Формат А1				

