

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Кафедра Підйомно-транспортних машин

Крупко І.В., к.т.н., доцент

Конспект лекцій з дисципліни
«СПЕЦІАЛЬНІ КРАНИ»
для напрямку підготовки
**«Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини та обладнання»**
денної та заочної форми навчання

Рекомендовано до використання
в учбовому процесі засіданням
кафедри ПТМ
Протокол № від 2019 р.

Краматорськ 2019

Зміст

ВСТУП	5
1 КОНСТРУКЦІЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНУ	5
1.2 Різновиди порталних кранів	6
1.2 Характеристика порталних кранів	7
1.3 Стріли і стрілові пристрої порталних кранів	12
1.4. Вплив врівноважуючи пристроїв на порівняльну оцінка сучасних стрілових систем.....	22
1.5 Види врівноважуючих пристроїв стрілових систем та методики їх розрахунку	25
1.6 Врівноваження стрілової системи	31
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ І ПРИВОДІВ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ КРАНІВ.....	39
2.1 Аналіз сучасного вирішення питання, патентний аналіз	39
2.2 Опорно-поворотні пристрої стрілових кранів	54
2.3 Приводи механізмів повороту і їх конструкції	74
3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КРАНА З ОБЕРТОВИМ КОЛОНІЇ	85
4 ВИЗНАЧЕННЯ КООРДИНАТ ЦЕНТРУ МАС КРАНА	100
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	103
5.1 Теоретичні дослідження зносу робочих поверхонь зубчастого зачеплення	104
5.2 Заходи для підвищення зносостійкості зубчастої шестерні	115
6 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ	116
6.1 Система пересування на рейковому ході	116
6.2 пневмоколісному ходова система	118
7 МЕХАНІЗМИ ПІДЙОМУ	120

8 КОНСТРУКЦІЇ ПОРТАЛІВ	122
9 КРАНОВЕ ОБЛАДННЯ	124
9.1 Робоче обладнання.....	124
9.2 Кабіна.....	125
9.3 Облаштування безпеки.....	126

ВСТУП

1 Актуальність вивчення дисципліни «Спеціальні крани»

Дисципліна «Спеціальні крани» належить до дисциплін з циклу дисциплін фахової підготовки магістрів і безпосередньо впливає на формування здатності ефективно працювати в сферах проектування, експлуатації та дослідження піднімально-транспортної технік, та її використання в системах комплексної автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт. У зв'язку з цим важливими рисами вивчення цієї дисципліни є такі:

- проектування, виготовлення, експлуатація та дослідження спеціальних кранів пов'язані з особливим порядком проведення вищепоказаних робіт, які повинні ґрунтуватися на базі вимог існуючих вітчизняних та міжнародних стандартів з можливістю адаптації спеціальних кранів до конкретних умов роботи;
- різноманітних по конструкції транспортних засобів і складів;
- різних режимах роботи.

.2 Мета дисципліни

Метою дисципліни є формування професійних, інформативних, соціальних компітенцій в сфері вивчення, формування понять, рішенні конкретних технічних завдань в сфері проектування, виготовлення, експлуатації та досліджень спеціальних піднімально-транспортних машин (спеціальних кранів).

3 Завдання дисципліни

Завдання викладання дисципліни - дати студентам знання, сформувати уміння та навички, які перелічено нижче:

- опанування сучасних методів проектування, виготовлення, експлуатації та досліджень спеціальних кранів, прогресивних напрямків удосконалення цих машин та методів підвищення їх продуктивності і працездатності;
- набуття навчик по проектуванню, виготовленню та експлуатації спеціальних кранів пов'язаних з існуючими вимогами державних та міжнародних стандартів;
- формування навичок до кваліфікованого підходу по створенню систем комплексної механізації;
- здатність адаптуватися до нових ситуацій;
- здатність генерувати нові ідеї;
- здатність до прийняття рішень;
- здатність працювати в команді фахівців з різних підрозділів;
- уміння спілкуватися з непрофесіоналами галузі;
- уміння працювати автономно;
- уміння проявляти ініціативність підприємництва;
- дотримання етики.

Вивчення дисципліни ведеться в 1 триместрі. В програмі передбачені лекції, практичні та лабораторні заняття, курсовий проект, та самостійна робота, а також виконання контрольної роботи.

Знання, отримані при вивченні дисципліни «Спеціальні крани» використовується при виконанні випускних магістерських робіт.

1 КОНСТРУКЦІЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНУ

Портальні крани являють собою полноповоротные стрілові крани, поворотна частина яких установлена на катучем помосту, називаному порталом, що пересувається по рейках, прокладеним по чи землі естакаді. Працюють у морських і річкових портах, доках, вугільних складах, ТЭЦ, на заводах залізобетонних виробів і на будівництві гідротехнічних споруджень.

Крани поділяються на двох груп:

1 Перевантажувальні, $Q=5\text{...}32\text{т}$, працюють у крюковом, грейферному, магнітному і контейнерному режимах.

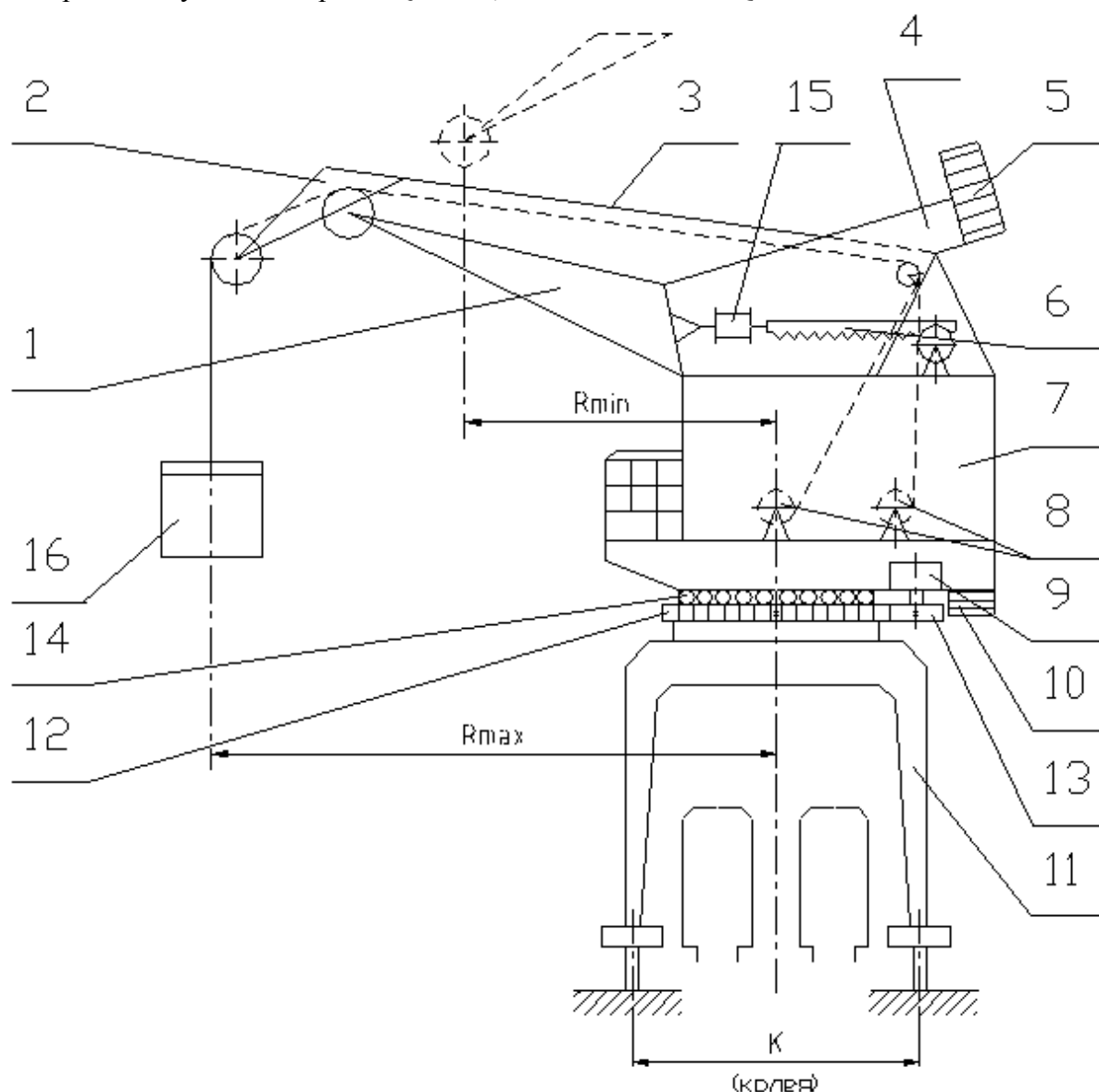
2 Монтажні, $Q=32\text{...}160\text{т}$.

Крани позначаються КППК; КППГ(грейфер); КПМ(монтажний)

КППК 10–30–10,5 – кран портальний перевантажувальний крюкової, 10 – вантажопідйомність, т; 30 – максимальний радіус R (виліт), м; 10,5 – колія порталу, м;

КПМ 100–50–15,3 – кран портальний монтажний, 100 – вантажопідйомність, т; 50 – максимальний радіус R (виліт), м; 15,3 – колія порталу, м.

Для перевантажувальних кранів $Q=\text{const}$; для монтажних – $Q=\text{var}$.



Малюнок – Схем портального перевантажувального крана

1 – стріла (укосина);

2 – хобот непрофільований;

3 – гнучке відтягнення (у виді закритого товстого гвинтового каната);

- 4 – хитне коромисло з рухливою противагою 5;
 - 6 – рейковий механізм зміни вильоту стріли (механізм хитання стріли);
 - 7 – машинне приміщення, у якому розташовується ремонтний кран мостового типу, панелі електропостачання, слюсарня; грейферна лебідка 8, механізм обертання крана 9;
 - 10 – нерухома противага;
 - 11 – портал;
 - 12 – зубцюватий чи цевочний обід, жорстко зв'язаний з порталом;
 - 13 – шестірня відкритої зубцюватої чи цевочної передачі механізму обертання;
 - 14 – катковий колісний чи роликівий опорно-поворотний пристрій;
 - 15 – демпфер;
 - 16 – грейфер
- Є конструкції кранів, у яких мається поворотна колона, жорстко зв'язана з платформою машинного приміщення і дві опори, що має, у порталі; верхня - катковий радіальна опора; нижня радіально-завзята підшипникова опора

1.2 Різновиди порталних кранів

Основним засобом механізації навантажувально-розвантажувальних робіт в морських і річкових портах на судноремонтних і суднобудівельних заводах як і раніше залишаються порталні крани. Гострою проблемою для забезпечення роботи морських і річкових портів, а також для їх розвитку є необхідність заміни фізично зношеного і морально застарілого парку порталних кранів. Природним і закономірним при проектуванні і створенні сучасних конструкцій кранів є те, що до них значно підвищуються вимоги по їх продуктивності, якості і експлуатаційним характеристикам.

Істотний вплив на конструктивні і експлуатаційні якості порталних кранів надають тип і технічний рівень стрілових систем. Важливим показником технічного рівня стрілових систем є ступінь їх врівноваження під дією вантажу і власної ваги.

Неврівноваженість стрілових систем, як показали натурні випробування кранів, викликає нерівномірний їх рух, внаслідок чого з'являються динамічні навантаження, які несприятливо впливають на міцність стріли і надійність приводу зміни вильоту стріли. Крім того, неврівноваженість приводить до додаткових витрат електроенергії на переміщення стрілової системи, а завишена маса рухомої противаги збільшує масу і тиск на опори крана.

Прагнення якнайповніші задовольнити вказаним вимогам привело до створення цілого ряду врівноважуючих механізмів. На сучасному етапі еволюції врівноважених стрілових систем відомо більше 100 різних конструктивних схем; їх класифікація приведена на рис. 1.1 [1].

Стрілові системи зі спеціальним механізмом врівноваження власної ваги			Стрілові системи з загальним механізмом врівноваженням власної ваги та горизонтального переміщення вантажу						Системи з силовим управляючим блоком	Системи, які розвантажують стрілу
Механізм шарнірного чотирирака	Шестиланковий механізм	Кривошип-шатунний механізм	Механізм з гнучкою тягою	Механізм шарнірного чотирирака	З врівноважуючими блоками	Комбіновані системи	З противагою на стрілі	З противагою на відтяжці		

Рисунок 1.1 - Класифікація врівноважених стрілових систем за способом врівноваження власної ваги і типами врівноважуючих механізмів

Таким чином, найактуальнішим напрямом подальших досліджень є пошук конструктивних рішень і методики розрахунку врівноважуючих пристроїв стрілових систем порталних кранів.

1.2 Характеристика порталних кранів

Портальними кранами називаються вільно стоячі повноповоротні стрілові крани, встановлені на жорсткому, пересуваючомуся по рейках П-образному помості — порталі (рис. 1.2).

Портальні крани є одним з найпоширеніших засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт в морських і річкових портах, а також монтажно-складських робіт при спорудженні і ремонті судів.

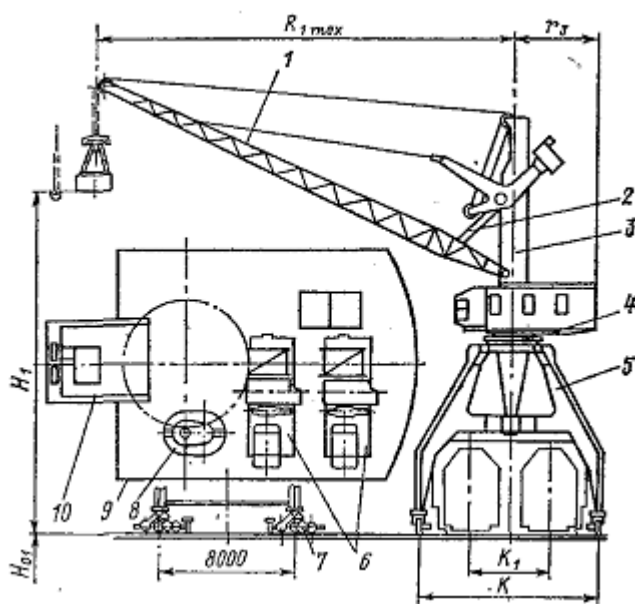


Рисунок 1.2 – Портальний кран типу КПП5-30-Ю, 5К (виробництво Бурійського механічного заводу)

За останні роки область застосування портальних кранів розширилася, і в даний час вони дуже часто використовуються для механізації будівельних робіт.

Портал є тією частиною портальних кранів, яка відрізняє їх від стрілових кранів інших типів — плавучих, стаціонарних поворотних і ін., і є просторовою жорсткою рамою, яка перекриває залізничні колії або безрейкові дороги, забезпечуючи вільний пропуск рухомого складу. В портах це дає можливість якнайповнішого використання площ у кордонах набережних і на стапелях, що необхідно за виробничих умов. В деяких

випадках портали замінюються Г-образними напівпортами, в яких горизонтальна рама металоконструкції однією стороною спирається безпосередньо на ходові візки, що катаються по підкранових рейках, укладених на виступах стін будівель прикордонних складів або на спеціальних естакадах.

В річкових портах, де береги нерідко мають великі укуси, поворотна частина іноді встановлюється на напівпортами спеціальної конструкції, які переміщуються по рейках, укладених на укисній набережній в різних рівнях. Цим вдається наблизити вісь обертання крана до урізання води, не вдаючись до зведення дорогих масивних стінок набережних. В деяких випадках (при великих коливаннях горизонту води в річці) така конструкція виявляється необхідною.

Поворотна частина крана, що повертається щодо порталу на необмежений кут, складається з платформи 4, колони 3 (або каркаса) і стрілового пристрою 1. На поворотній частині встановлюють механізми підйому 6, повороту 8 і зміни вильоту стріли 2, електроустаткування, а також кабіну кранівника 10 і машинну кабіну 9.

Портальні крани призначаються для використання в багатьох галузях народного господарства для підйомно-транспортних операцій з різними вантажами [1].

Залежно від призначення передбачаються наступні типи портальних кранів: перевантажувальні та монтажні.

Перевантажувальні портальні крани призначаються для роботи грейфером з масовими навалювальними вантажами і для роботи гаковою підвіскою з штучними вантажами (у тому числі з контейнерами) в морських і річкових портах, на складах промислових підприємств і т.п. Крани можуть бути використані і для роботи з магнітом.

Монтажні портальні крани служать для монтажних і складальних робіт переважно на суднобудівельних і судноремонтних підприємствах, а також

для перевантажувальних робіт з відповідальними вантажами, що вимагають дбайливого відношення.

Для перевантажувальних кранів характерний збільшення вантажопідйомності при переході від роботи грейфером до роботи гаковою підвіскою приблизно на 25 % (що пояснюється значно більш легким режимом при роботі з підвіскою). При роботі грейфером вантажопідйомність звичайно зберігається постійній на всіх вильотах; при роботі гаковою підвіскою вантажопідйомність росте у міру зменшення вильоту і звичайно подвоюється при вильотах, рівних приблизно 0,6 найбільшого.

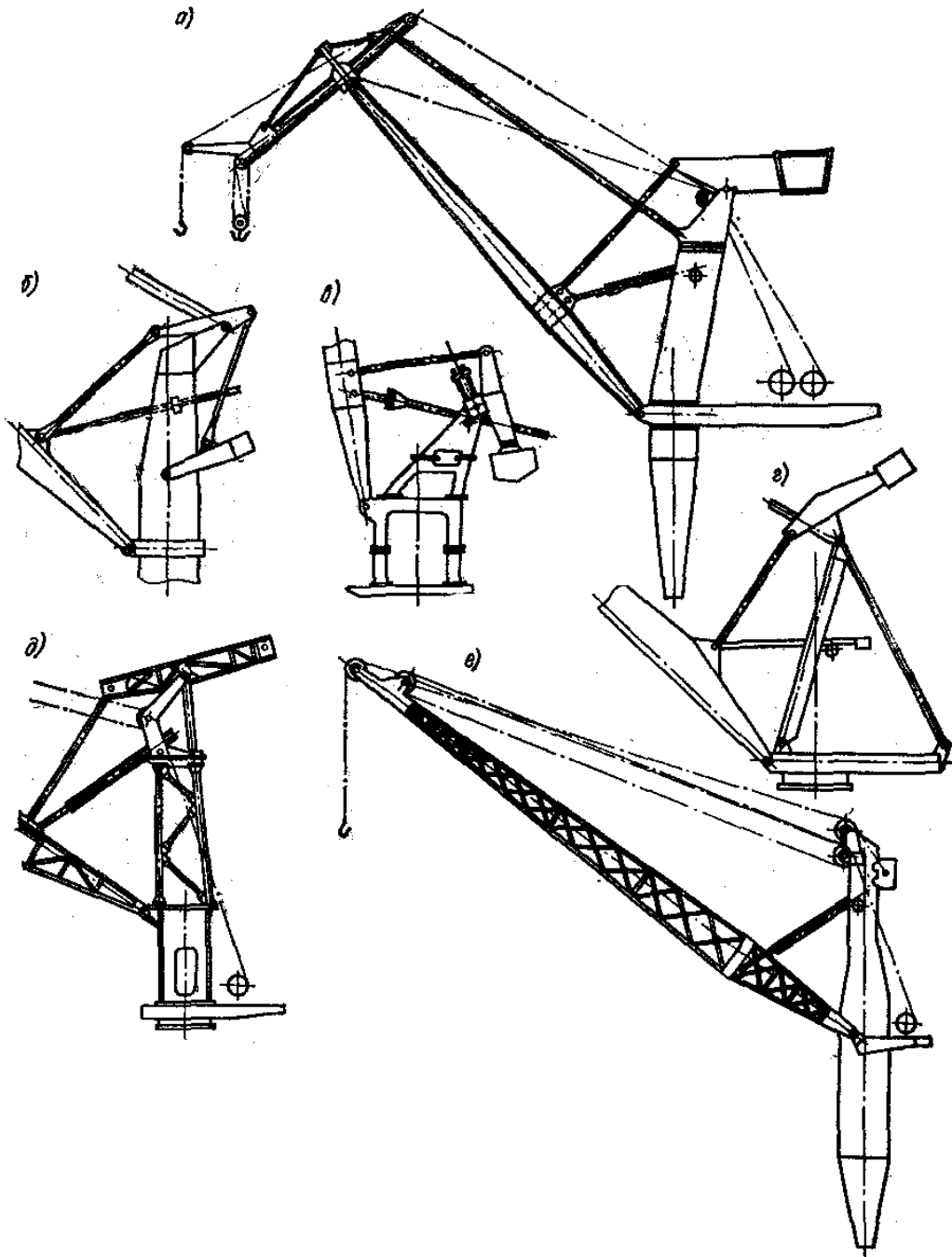


Рисунок 1.3 – Стрілові пристрої портальних кранів

Якщо бажано отримати ще більшу вантажопідйомність, застосовують поліспаст змінної кратності або редуктор із змінним передавальним числом. Вантажопідйомність перевантажувальних кранів при роботі грейфером звичайно не перевищує 16 т (більший грейфер не входить в залізничний вагон), але зрідка досягає 25 і навіть 40 т.

Найбільший виліт у перевантажувальних кранів звичайно рівний 32 м і рідко досягає 40 м. Висота підйому складає, як правило, 22—28 м.

У зв'язку із збільшенням розмірів судів, що будуються, за останні роки спостерігається різке збільшення основних параметрів монтажних кранів. Разом з кранами щодо невеликої вантажопідйомності (20—32 т) все частіше зустрічаються крани вантажопідйомністю 50, 80, 100 і 160 т. Фірма «Міцуї» (Японія) випустила кран вантажопідйомністю 300 т.

Конструктивна схема порталного крана визначається типом його стрілового і опорно-поворотного пристроїв.

Стрілові пристрої порталних кранів звичайно застосовуються двох типів: прямі стріли із зрівняльним поліспаком (рис. 1.3, е) шарнірно-зчленовані стрілові (рис. 1.3, а) пристрої. Прямі стріли в порівнянні з шарнірно-зчленованими звичайно менш трудомісткі у виготовленні і мають меншу масу, але значно велику довжину підвісу і канатовмістимість; проте шарнірно-зчленовані стріли дозволяють піднімати в крайні верхні положення крупногабаритні вантажі і більш зручно обходити високі надбудови судів.

В даний час в порталних кранах найбільш часто застосовують опорно-поворотні пристрої двох типів; поворотну колону і опорно-поворотний круг кульковий або роликовий. Крани на неповоротній колоні з багатокатковим кругом і колісними візками застосовують рідко [1,2].

1.3 Стріли і стрілові пристрої порталних кранів

Основною ознакою відмінності порталних кранів є тип стріл, які визначають як конструкцію крана в цілому, так і його експлуатаційні якості. Відповідно до цього всі стріловидні крани діляться на дві групи:

1. Крани з врівноваженими стрілами, що забезпечують на будь-якому вильоті постійну вантажопідйомність і, горизонтальне або близьке до нього переміщення вантажу.

2. Крани з нерівноваженими стрілами, що не забезпечують на будь-якому вильоті постійної вантажопідйомності і горизонтального переміщення вантажу.

Залежно від конструкції стріли зміна вильоту її може бути установочним або робочим рухом. На кранах з установочним рухом стріли виліт її змінюється у міру необхідності без вантажу. На кранах з робочим рухом стріли зміна вильоту її проводиться з вантажем [2].

Потужність електродвигуна механізму зміни вильоту в першому випадку витрачається як на подолання ваги вантажу так і вага стріли; в другому випадку - на подолання тертя в шарнірах стріловидного пристрою, на перекочування канатів по локам зрівняльного пристрою, на подолання інерційних, вітрових і інших опорів і лише незначна частина потужності витрачається на невеликий підйом або опускання вантажу, відхиляючи його від горизонталі при зміні вильоту.

В портах в даний час широке розповсюдження отримали крани з урівноваженими стрілами найрізноманітніших конструкцій.

Врівноважені стріли по своїй конструкції підрозділяються на шарнірно-зчленовані і прямі.

Шарнірно-зчленовані врівноважені стріли (рис. 1.4,а,б,в,г) представляють собою чотириланковий шарнірним механізмом, що складається із стріли, профільованого або прямого хобота і гнучкої або жорсткої відтяжки. Консольний кінець хобота при зміні вильоту переміщається по траєкторії близькій до горизонталі, і забезпечує майже горизонтальне переміщення вантажу.

Шарнірно-зчленовані врівноважені стріли у свою чергу підрозділяються на два основні типи:

- шарнірно-зчленовані стріли з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою;
- шарнірно-зчленовані врівноважені стріли з прямим хоботом і з жорсткою або гнучкою відтяжкою.

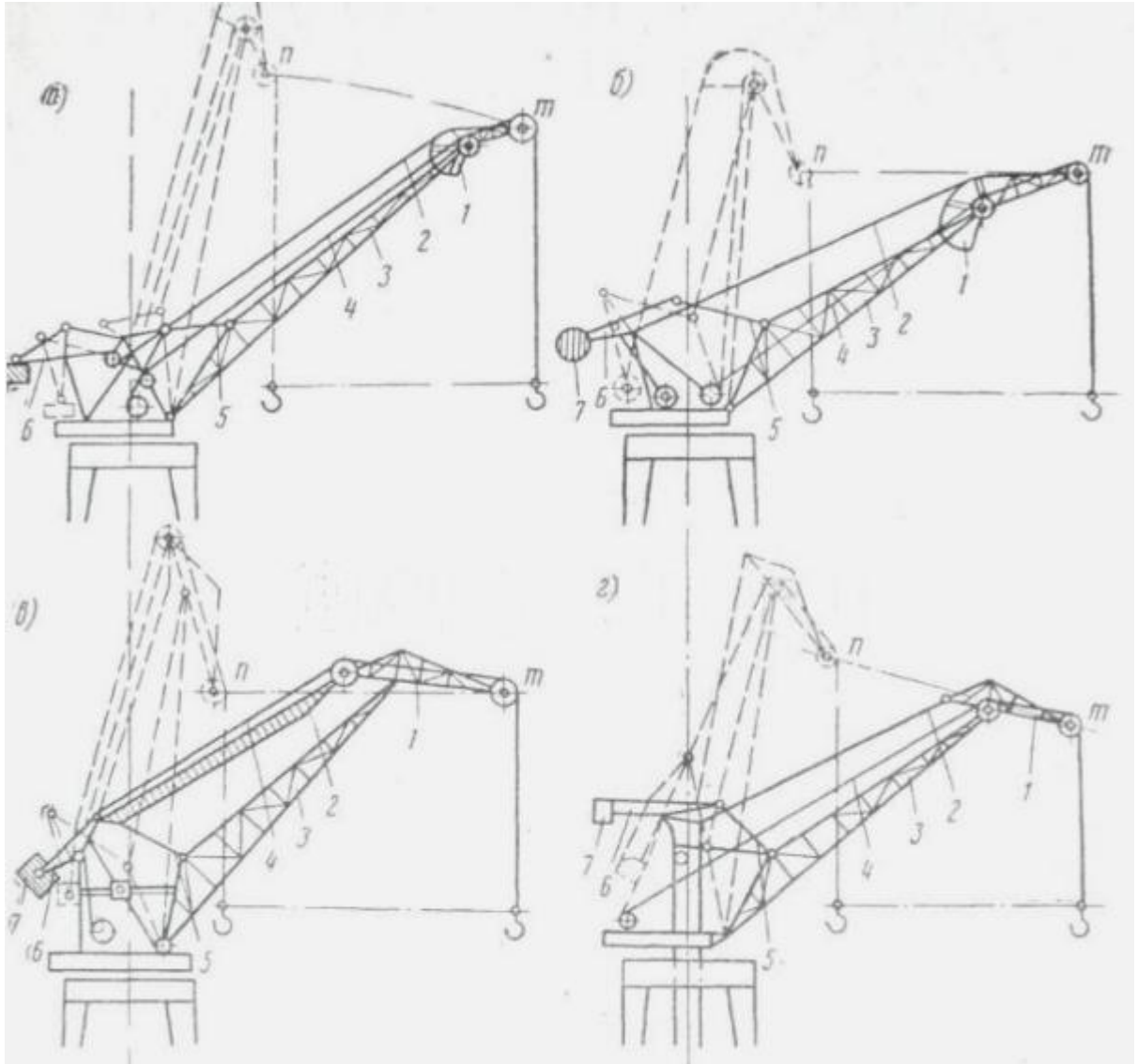


Рисунок 1.4 – Схеми шарнірно-зчленованих урівноважених стріл

Шарнірно-зчленовані стріли з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою (рис. 1.4 а,б) складаються із стріли 3, профільованого хобота 1 і гнучкої (канатної) відтяжки 2. Ці стріли виготовляються з кутів і смуг гратчастої конструкції. Нижня шарнірна опора стріли називається п'ятою,

якої стріла з'єднується з поворотною платформою. Верхня частина стріли називається головою.

Профільований хобот шарнірно зчленується з головою стріли і гнучкою відтяжкою. Полягає він з двох профільованих паралельних ферм, сполучених між собою зв'язками. На кінці хобота встановлюються вантажні блоки (один або декілька, залежно від схеми підвіски вантажу). На осі шарніра, що зчленує хобот з головою стріли, встановлюються направляючі блоки. До верхніх поясів ферм хобота на спеціальному півкільці кріпиться гнучка відтяжка, кінці якої з'єднуються із стріловидним пристроєм.

Криволінійна частина хобота профілюється так, щоб забезпечити при перекочуванні по ній гнучкої відтяжки при зміні вильоту стріли. горизонтальне переміщення вантажу. Траєкторія руху кінця хобота залежить від положення вантажного каната. Якщо вантажний канат 4 паралель осі стріли (рис. 1.4 б), то кінець хобота переміщається по горизонталі. Шарнірно-зчленовані стріли з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою при зміні вильоту дають найбільше наближення траєкторії руху вантажу до горизонталі.

Гнучка відтяжка хобота представляє звичайний сталевий канат великого діаметра. Стріловидна тяга 5 є фермою з профільованої сталі і служить для з'єднання стріли з коромислом 6 врівноважуючого її противаги 7. Для обслуговування блоків стріли і хобота до стріли кріпляться спеціальні трап і майданчик з поручнями.

До переваг шарнірно-зчленованих стріл з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою відносяться: легкість гнучкої відтяжки; простота у виготовленні і монтажі; горизонтальність переміщення вантажу.

До недоліків цих стріл відносяться: закидання хобота у разі обриву вантажного каната; поява в стрілі деформації кручення при відхиленні вантажу від вертикалі; коливання хобота з вантажем, що небажано при виробництві точних складально-монтажних робіт, а також при завантаженні автомашин, залізничних платформ і піввагонів.

Шарнірно-зчленовані стріли з прямим хоботом і з жорсткою або гнучкою відтяжками (рис. 1.4 в,г) відрізняються від вище розглянутих стріл наявністю прямого хобота і жорсткої або гнучкої відтяжки.

Стріли з прямим хоботом і жорсткою відтяжкою при зміні вильоту переміщують консольний кінець хобота по траєкторії близької до горизонталі, майже без перекочування вантажного каната по блоках при умові, якщо вантажний канат направлений паралельно осі стріли . або жорсткої відтяжки (рис. 1.4, в).

Стріли з прямим хоботом і гнучкою відтяжкою при зміні вильоту проводять переміщення вантажу по траєкторії близької до горизонталі, за рахунок перекочування вантажних канатів по направляючих блоках хобота при умові, якщо вантажний канат направлений між стрілою і відтяжкою (рис. 1.4,г).

Стріли з прямим хоботом і жорсткою або гнучкою відтяжкою мають складнішу конструкцію, ніж стріли з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою. Вони також виготовляються з кутів і смуг гратчастої конструкції.

Прямий хобот стріл (рис. 1.4, в,г) є прямою гратчастою конструкцією, шарнірно-зчленованою з вершиною стріли і жорсткою відтяжкою.

Для обслуговування блоків стріли і хобота з боків або усередині них; кріпляться спеціальні трапи з поручнями.

Жорстка відтяжка хобота є широкою гратчастою фермою, шарнірно-зчленованою із заднім кінцем хобота і каркасом поворотної платформи.

До переваг шарнірно-зчленованих стріл з жорсткою відтяжкою відносяться: зменшення деформації кручення стріли унаслідок того, що жорстка відтяжка хобота в нижній її частині має достатню ширину; наявністю жорсткої відтяжки виключаються випадки закидання хобота при обриві вантажного каната.

До недоліків цих стріл відносяться: значна вага, збільшена довжина хобота, велика парусність.

Прямі врівноважені стріли з канатними зрівняльними пристроями (рис. 1.5, а,б,в,г,д,е) на відміну від шарнірно-зчленованих стріл, що складаються з декількох ланок, мають тільки одну ланку — пряму стрілу 1, яка є гратчастою конструкцією, що складається з плоских ферм, зв'язаних між собою розкосами і листовими діафрагмами. Останнім часом такі стріли виготовляються коробчатій або трубчастій конструкції.

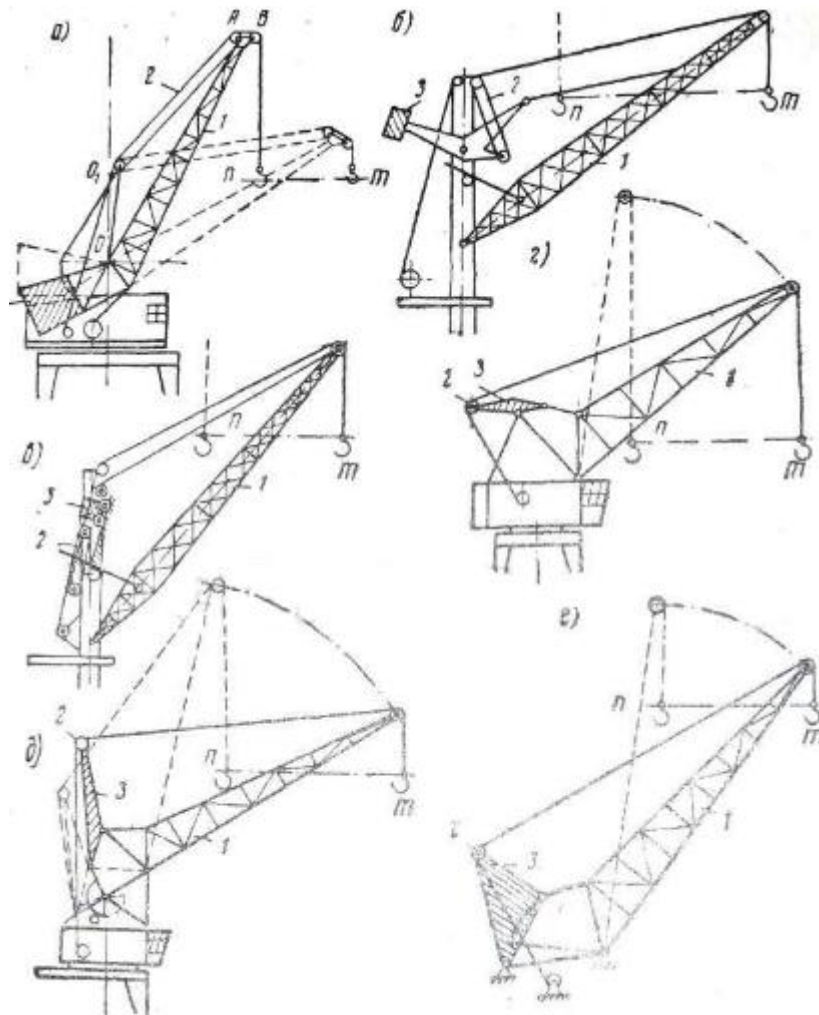


Рисунок 1.5 – Схеми прямих урівноважуючи стріл

Прямі врівноважені стріли при зміні вильоту забезпечують переміщення вантажу по траєкторії близької до горизонталі, завдяки канатним зрівняльним пристроям, які викликають перекочування вантажного каната по кінцевому блоку стріли і відповідно зміна довжини підвісу вантажу, тобто довжини каната від крюкової підвіски до направляючого

блоку на головці стріли. Довжина підвісу вантажу залежить від вильоту і кратності зрівняльного пристрою. При мінімальному вильоті стріли довжина підвісу вантажу досягає максимальної величини, що викликає розгойдування вантажу.

Прямі врівноважені стріли по типу зрівняльних пристроїв підрозділяються на три основні типи: із врівноважуваним поліспаком, із врівноважуваним блоком, із врівноважуваним барабаном.

Прямі врівноважені стріли із зрівноважуваним поліспаком зображені на рис 1.5, а. Стріла гойдається навкруги точки O , яка співпадає з центром тяжкості стріли і рухомої врівноважуючої противаги $З$. Зміна вильоту здійснюється кривошипно-шатунним механізмом.

Зрівняльний пристрій є поліспаком O_1A , утворений вантажним канатом, який з барабана лебідки запасовується в поліспаком, з кратністю від 3 до 6, після чого йде до вантажної підвіски — однією гілкою при вантажопідйомності крана до 3 т, або на поліспаком або пересувний блок гакової підвіски при вантажопідйомності понад 3 т. Дія зрівняльного поліспака заснована на тому, що при зміні вильоту стріли змінюється відстань між обіймами зрівноваженого поліспака і в результаті перекочування вантажного каната змінюється довжина підвісу вантажу, але сам вантаж при цьому переміщається по траєкторії близькій до горизонталі. Це досягається завдяки відповідному підбору таких параметрів, як довжина стріли, кратність поліспака, кут гойдання стріли і відстань OO_1 від осі гойдання до осі нерухомої обійми зрівняльного поліспака.

В деяких конструкціях стріл із зрівняльним поліспаком іноді застосовують укорочені зрівняльні поліспасти 2 для зменшення довжини вантажного каната (рис. 1.5, б,в).

До переваг прямих врівноважених стріл із зрівняльним поліспаком відносяться: легкість, простота виготовлення і монтажу, відсутність деформації кручення.

До недоліків відносяться: велика довжина вантажного каната, що йде через зрівняльний поліспасть; підвищена витрата вантажних канатів через додатковий знос від перекочування їх по блоках зрівняльного поліспаства; розгойдування вантажу унаслідок великої довжини підвісу на мінімальному вильоті. У зв'язку із змінною довжиною підвісу вантажу, залежною від зміни вильоту, установку кінцевого вимикача підйому слід проводити тільки при найбільшому вильоті стріли з урахуванням запасу ходу (500 мм) між крюковою підвіскою і блоком стріли.

Прямі врівноважені стріли із зрівноважуваним блоком, який розташовується на спеціальному важелі, механічно пов'язаному із стрілою, зображені на рис. 1.5, г, д, е. При зміні вильоту зрівняльний блок 2 міняє своє положення щодо кінцевого блоку стріли і барабана підйомної лебідки і відтягує вантажний канат, який при цьому перекочується по кінцевому блоку і змінює, довжину підвісу вантажу.

Траєкторія руху вантажу у стріл із зрівняльними блоками значно відхиляється від горизонталі.

Перевага таких стріл — порівняно проста конструкція зрівняльного пристрою і невелика довжина вантажного каната, недолік — наявність в стрілі пружної деформації вигину від дії ваги вантажу.

Прямі врівноважені стріли із зрівняльним барабаном мають лебідку, що блокується з механізмом зміни вильоту стріли. Тому при зміні вильоту забезпечується автоматичне обертання вантажного барабана для змотування або намотування підйомного каната на величину, достатню для переміщення вантажу по горизонталі. Для блокування часто застосовується планетарний редуктор.

У всіх типах врівноважених стріл врівноваження власної ваги стріли досягається за рахунок стрілової противаги, яка розташовується або на важелі, що гойдається, — коромислі (див. рис. 1.5, а,б,г), сполученому із стріловою тягою, або на канатній підвісці, сполученій із стрілою (рис. 1.5, в). В цьому випадку противага рухається у вертикальних або похилих

направляючих і не забезпечує повного врівноваження стріли при всіх її вильотах.

Повне врівноваження досягається рухомою противагою, кріпленим на продовженій нижній частині стріли, в тому випадку, якщо загальний центр тяжіння стріли і противаги співпадає з віссю обертання стріли (рис. 1.5,а).

Врівноваження власної ваги стріли за допомогою рухомої противаги досягається в тому випадку, якщо загальний центр ваги стріли і противаги при зміні вильоту переміщатиметься по горизонталі.

Неврівноважені стріли розділяються на: стріли з вильотом, що змінюється, і стріли з постійним вильотом.

Неврівноважені стріли з вильотом, що змінюється, виготовляються з поліспасти або гвинтовим механізмом зміни вильоту. Такі стріли при зміні вильоту не забезпечують постійної вантажопідйомності і горизонтального переміщення вантажу, оскільки вони не забезпечені противагою для урівноваження власної ваги стріли. Тому кожному метру вильоту стріли відповідає певна вантажопідйомність, розрахована з умов стійкості крана і міцності механізмів. Якнайменшому вильоту стріли відповідає найбільша вантажопідйомність, і навпаки; проміжному вильоту відповідає шкала вантажопідйомності, якої кранівник строго керується при роботі.

Неврівноважена стріла деррикового типу з вильотом, що змінюється, за допомогою поліспасти. По конструкції неврівноважені стріли аналогічні прямим урівноваженим стрілам.

До переваг неврівноважених стріл з вильотом, що змінюється, відносяться: простота виготовлення, монтажу і демонтажу; простота в обслуговуванні; повне використання запасу стійкості крана на всіх вильотах стріли, оскільки вантажопідйомність крана змінюється залежно від вильоту.

Недолік— недосконалість механізму зміни вильоту поліспасти типу з фрикційним включенням стріловидного барабана в приводний механізм, внаслідок чого є випадки падіння стріл.

Неврівноважені стріли з постійним вильотом застосовуються головним чином на поворотних кранах мостових перевантажувачів і порталних кранах старих конструкцій. Ці стріли жорстко закріплені на каркасі поворотної платформи. Урівноваження вантажу здійснюється постійним контрвантажем, встановленим на задній частині поворотної платформи. Такі стріли забезпечують розрахункову вантажопідйомність на постійному вильоті [1].

Далі представлена таблиця найбільш поширених типів стрілових систем з переліком переваг та недоліків.

Таблиця 1.1 – Переваги та недоліки найбільш поширених стрілових систем.

Стрілова система	Переваги	Недоліки
1. Шарнірно-зчленована стріла з профільованим хоботом і гнучкою відтяжкою.	<ul style="list-style-type: none"> - легкість гнучкої відтяжки; - простота у виготовленні і монтажі; - горизонтальність переміщення вантажу. 	<ul style="list-style-type: none"> - закидання хобота у разі обриву вантажного каната; - поява в стрілі деформації кручення при відхиленні вантажу від вертикалі; - коливання хобота з вантажем.
2. Шарнірно-зчленована стріла з прямим хоботом і жорсткою або гнучкою відтяжкою.	<ul style="list-style-type: none"> - зменшення деформації кручення стріли; - виключаються випадки закидання хобота при обриві вантажного каната. 	<ul style="list-style-type: none"> - значна вага; - збільшена довжина хобота; - велика парусність.
3. Пряма врівноважена стріла з врівноваженими поліспастами.	<ul style="list-style-type: none"> - легкість, простота виготовлення і монтажу, - відсутність деформації кручення. 	<ul style="list-style-type: none"> - велика довжина вантажного каната; - підвищена витрата вантажних канатів через додатковий; - розгойдування вантажу унаслідок великої довжини підвісу на мінімальному вильоті.
4. Пряма врівноважена стріла з врівноважуючими блоками.	<ul style="list-style-type: none"> - порівняно проста конструкція врівноважуючого пристрою; - невелика довжина 	<ul style="list-style-type: none"> - траєкторія руху вантажу значно відхиляється від горизонталі; - наявність в стрілі

	вантажного каната.	пружної деформації вигину від дії ваги вантажу.
5. Неврівноважена стріла	- простота виготовлення, монтажу і демонтажу; - простота в обслуговуванні; - повне використання запасу стійкості крана на всіх вильотах стріли.	- недосконалість механізму зміни вильоту поліспастного типу з фрикційним включенням стріловидного барабана в приводний механізм, внаслідок чого є випадки падіння стріл.

Таким чином, шарнірно-зчленовані стріли найбільш поширені серед порталних кранів, так як вони забезпечують горизонтальне переміщення вантажу та повне врівноваження при всіх вильотах стріли.

1.4. Вплив врівноважуючих пристроїв на порівняльну оцінку сучасних стрілових систем

Переходячи до розгляду і порівняльної оцінки стрілових пристроїв з горизонтальною траєкторією вантажу при зміні вильоту за допомогою гойдання стріли, необхідно намітити основні об'єкти порівняння, що є необхідною характерною приналежністю кожної з груп, а також визначити і прийняти певні порівняльні показники.

Як об'єкти порівняння слід брати конструкції основних вузлів стріловидних пристроїв: 1) власне стріли; 2) її врівноважуючих пристроїв; 3) механізму зміни вильоту (гойдання стріли); 4) системи, що обумовлює горизонтальність траєкторії вантажу при гойданні стріли.

Розглянемо як впливають врівноважуючі пристрої на порівняльну оцінку стріловидних систем. У разі горизонтальної траєкторії вантажу при зміні вильоту витрати потужності на гойдання урівноваженого стріловидного пристрою визначаються тільки опором тертя (за відсутності вітру і крену) в

шарнірах і блоках, а в неврівноважених стріловидних пристроях — ще і витратою потужності на підйом стріли. Іноді витрати на підйом стріли досягають значної величини, в два рази перевищуючи потужність, необхідну для підйому вантажу, тому у великовантажних, кранах урівноваження стріловидних пристроїв обов'язково.

Конструкції врівноважуючих стрілу пристроїв, як показала практика, можуть бути самими різними. Як в багатоланкових, так і в одноланкових стріловидних пристроях з однаковим успіхом можуть бути використані врівноважуючі вантажі, що рухаються в направляючих або що гойдаються на спеціальних противовагових важелях.

Для обох випадків можна добитися будь-якої заданої врівноваженості, наприклад повного урівноваження на всьому протязі вильоту або тільки в середній частині з деякою неврівноваженістю в крайніх точках з таким розрахунком, щоб в цих положеннях гасити вплив розгону і особливо попередити закидання стріли на малому вильоті. В цьому відношенні багатоланкові і одноланкові стрілові пристрої знаходяться приблизно в рівних умовах, але завдяки меншій вазі одноланкових стріл вага врівноважуючого пристрою виходить у них значно менше. Необхідно відзначити, що у разі урівноваження стріли противоваговим вантажем з видаленням його від осі крана при мінімальному вильоті, що похило переміщається, умова стійкості кранів дещо погіршується. Слід прагнути того, щоб врівноважуючий стрілу вантаж віддалявся від осі крана при збільшенні вильоту, що сприяє збільшенню стійкості і зменшує загальну вагу крана. Часткове урівноваження моменту від того, що піднімається вантаж завжди є необхідним і звичайно це питання розв'язується незалежно від конструкції стрілового пристрою. Дуже важливо виконати правильне урівноваження стріли. Не можна допускати при урівноваженні стрілового пристрою такого розташування шарнірів, щоб стріла працювала на вигин і від ваги вантажу, і від власної ваги G , як показано на рис. 1.6, а. При проектуванні треба прагнути того, щоб рівнодіюче зусилля R від корисного

навантаження і всіх інших сил, діючих на стрілу, було направлено по її осі. В цьому значенні вдалою схемою можна визнати конструкцію, зображену на рис. 1.6, б, де врівноважуюче зусилля прикладається до кінця стріли, а власна вага її підхоплена в центрі тяжкості штангою механізму гойдання. В деяких випадках для розвантаження стріли від вигину під дією власної ваги врівноважуючу відтяжку закріплюють на деякій відстані від кінця стріли з таким розрахунком, щоб момент від дії вантажу на кінець стріли компенсував момент від власної ваги (рис. 1.6, в). Проте така схема має великий недолік, оскільки в цьому випадку в стрілі, урівноваженій по середньому моменту, при моментах, відмінних (більше і менше) від середнього, виникатиме прогинання різного знака, і напруги в елементах стріли будуть знакозмінними.

Врівноваження вантажем, що рухається по прямолінійних направляючих, викликає в роботі значно менші динамічні навантаження, ніж врівноваження вантажем на важелі, що гойдається; недоліком такої схеми є постійність врівноважуючого моменту. В подібних схемах доводиться врівноважувати стрілу в її середньому положенні. На великому вильоті стріла залишається недоврівноваженою, а при малому вильоті врівноважуючий момент виходить зайвим і створює зусилля, сприяюче закиданню стріли. Врівноваження стріловидного пристрою вантажем на важелі, що синхронно гойдається, можна здійснити рівномірно по всьому вильоту, але в цих конструкціях при зміні вильоту і обертанні виникають великі динамічні навантаження, нерідко що приводять до сильної вібрації всього крана.

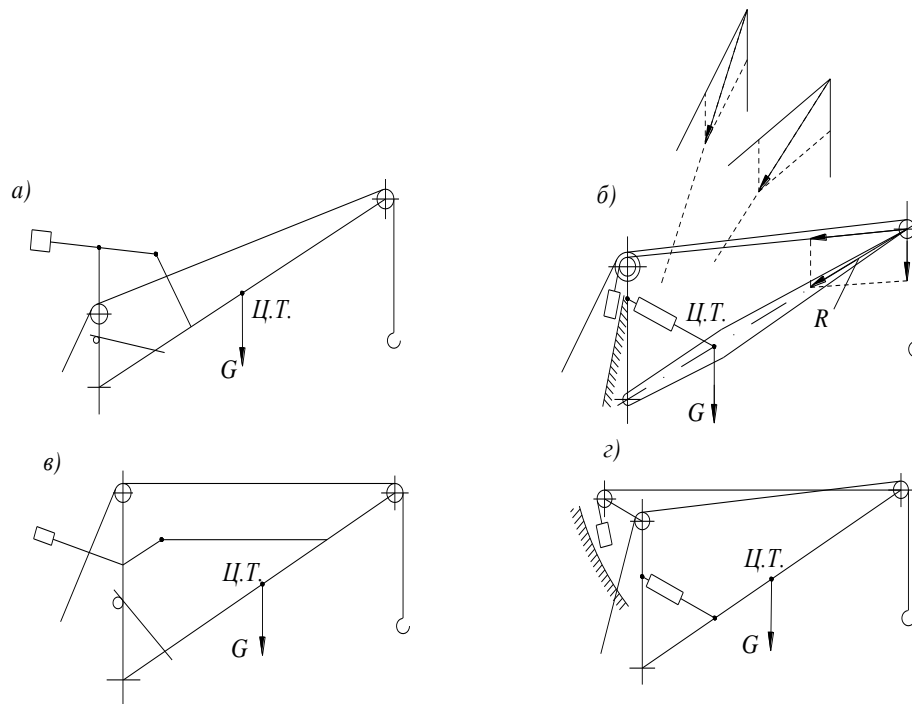


Рисунок 1.6 – Схеми врівноваження одноканкових стріл

Найсприятливіші результати врівноваження дає схема з вантажем, що рухається по криволінійній направляючій, як показано на рис 1.6, г. Криву переміщення вантажу треба проектувати так, щоб підтримуюче стрілу зусилля на всьому протязі вильоту відповідало необхідному зусиллю для її врівноваження. Неврівноважені стріли можуть виправдати себе тільки своєю простотою. Та зате механізми зміни вильоту для них потрібні у багато разів могутніше, ускладнюють конструкцію всього стріловидного пристрою і здорожують експлуатацію. Звідси витікає, що неуврівноважені стріловидні пристрої можна застосовувати тільки в малих легких кранах [5, 7, 11].

1.5 Види врівноважуючих пристроїв стрілових систем та методики їх розрахунку

Для зменшення навантажень на механізм зміни вильоту, забезпечення стійкості крана і безпеки роботи стрілового пристрою порталних кранів

врівноважують рухомими противагами. До врівноважуючих пристроїв пред'являються наступні вимоги.

1. Врівноваженість стріли повинна бути забезпечений у всьому діапазоні вильотів; згідно ГОСТ 11283—72 відхилення від врівноваженості допустимо не більше 15 % від моменту, створюваного вагою стрілового пристрою на найбільшому вильоті щодо осі гойдання стріли.

2. На найбільшому вильоті неврівноважений момент повинен діяти у бік зменшення вильоту, на якнайменшому вильоті — у бік його збільшення. Для одного з проміжних вильотів повинна мати місце стійка рівновага стрілової системи, до якої вона прагнучиме при відмові механізму зміни вильоту (бажано, щоб це виконувалося без вантажу, з вантажем і з вантажозахватом). На рис. 1.7 приведено два графіки зміни неврівноваженого моменту $M_H = M_C - M_D$, де M_C і M_D — моменти від ваги відповідно стрілової системи і противаги, приведені до осі коливання стріли (значення моментів позитивні при дії їх у бік збільшення вильоту). Крива 2 недоцільна, оскільки при відмові механізму зміни вильоту стрілова система з прискоренням рухатиметься до одного з крайніх вильотів, а не до стійкого положення А при кривій 1. Система урівноваження повинна мати просту конструкцію і задовольняти обмеженням по компоновці (прийнятність розташування шарнірів, забезпечення регламентованого заднього габариту поворотної частини, віддаленість від мертвих положень, форма противаги і т. д.).

Розглянемо схеми деяких врівноважуючих пристроїв, вживаних на порталних кранах. Противага на консолі стріли (рис. 1.8, а) забезпечує повне урівноваження ваги прямої стріли, у якої центр тяжкості знаходиться на постійній відстані від осі коливання O_I . Умова урівноваження має вигляд

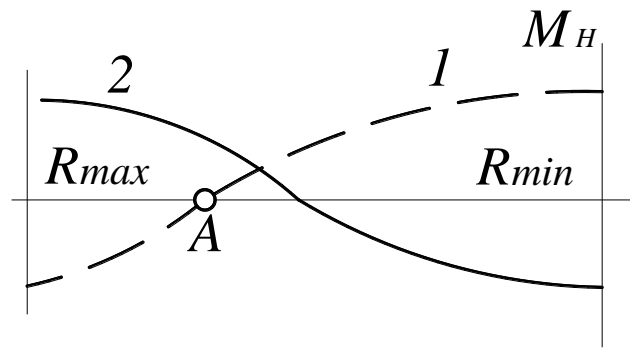


Рисунок 1.7 – Графіки зміни неврівноваженого моменту

$G_{II} r_{II} = G_C r_C$, причому $r_C = a_C \cos \alpha_C$, $r_{II} = a_{II} \cos \alpha_{II}$. Таким чином, необхідно, щоб вага противаги була:

$$G_I = G_C a_C \cos \alpha_C / (a_I \cos \alpha_I). \quad (1)$$

Права частина формули (1) не залежить від вильоту лише при $a_C = a_{II}$, тобто коли центри тяжкості стріли і противаги і вісь коливання стріли O_1 лежать на одній прямій. Система з противагою на стрілі має просту конструкцію, оскільки в ній немає складної системи важеля. Противагу встановлюють на двох консолях задньої частини стріли, між якими повинна розміщуватися кабіна крана, що може привести до необхідності двох'ярусного розташування устаткування в кабіні. Консолі випробовують значний вигин від горизонтальних сил інерції при обертанні крана. Сумарна вага стріли і противаги діє на відстані d від осі обертання і створює великий перекидаючий момент і тиск на передні катки опорно-поворотного пристрою. Тому на поворотній частині в більшості випадків необхідно встановлювати нерухому противагу для стійкості крана від перекидання.

Більш раціональне розміщення мас показано на схемі (рис. 1.8, б) де важіль противаги CO_5E сполучений із стрілою O_1U за допомогою шарнірної тяги BC . Повне врівноваження на всіх вильотах забезпечено, якщо відрізки O_1B і O_1C рівні і паралелі один одному. Тоді зусилля в тязі $T = G_{II} r_{II} / a$, а врівноважуючий момент, приведений до осі коливання стріли, $M_{II} = Ta = G_{II} r_{II}$.

В системі врівноважуючого пристрою, представлений на рис. 1.10, а, протизага пов'язана із стрілою за допомогою шестиланковика шарнірного механізму. Ця система складніша у виготовленні. Проте вона має більше число змінних при проектуванні вільних параметрів, ніж система з чотириланковиком. Слід зазначити, що в обох схемах важко забезпечити задній габарит поворотної частини, що часто приводить до вельми складних форм протизаги.

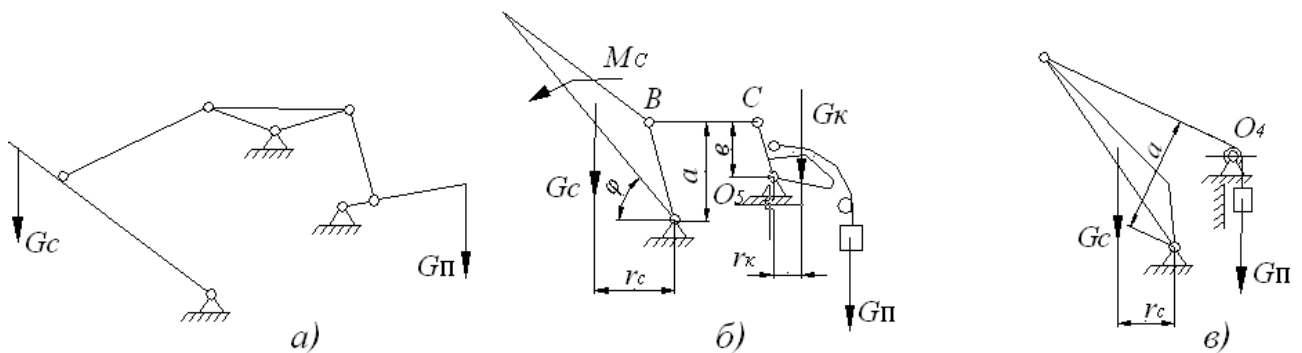


Рисунок 1.10 – Схеми врівноважуючих пристроїв

Невеликі значення заднього габариту одержують при підвісній протизазі, що рухається поступально (рис. 1.10, б). Якщо канат, на якому підвішена протизага, огинає криволінійний сектор CO_5E , то для досягнення повного врівноваження необхідно забезпечити виконання наступної умови:

$$c(\varphi) = (M_c b / a - G_k r_k) / G_l, \quad (2)$$

де M_c — приведений до осі коливання стріли момент ваги елементів стрілоподібного пристрою (включаючи половину ваги тяги BC);

G_k — вага сектора CO_5E і іншої половини тяги BC .

Зважаючи на нетехнологічність криволінійного сектора таку систему застосовують рідко. Більше розповсюдження отримала система, приведена на рис. 1.10, в, в якій канат підвісної протизаги, огинаючий блок O_4 на колоні,

прикріплений безпосередньо до стріли. Проте в системах з підвісною противагою слід зазначити схильність каната втомному зношуванню і утруднення при забезпеченні стійкості поворотної частини і крана з огляду на те, що противага знаходиться на постійній відстані від осі обертання.

Розглянемо залежність, що характеризує зміну по вильоту моменту M_C , який необхідно зрівноважити. В загальному випадку стріловий момент

$$M_C = M_G + \xi M_Q \quad \text{при} \quad 0 < \xi < 1, \quad (3)$$

де M_G — момент від ваги стріловидної системи;

M_Q — вантажний неврівноважений момент.

Для самого загального випадку зчленованої стріли:

$$M_G = G_C r_C + N_{\delta\dot{a}} r_{\delta\dot{a}} + \Delta M_G; \quad M \cdot Q = N \cdot Q \cdot T \cdot Q, \quad (4)$$

де G_C — вага стріли;

N_{xob} — навантаження в точці U від ваги хобота;

ΔM_Q — момент від половини ваги відтяжки O_2V , половини ваги тяги BC і інших зосереджених ваг, приведений до точки O_1 ;

N_q — навантаження в точці U від ваги вантажу;

r_C, r_{xob}, r_Q — плечі сил G_C, N_{xob}, N_Q щодо точки O_1 .

При повному врівноваженні загальний центр тяги стрілового і врівноважуючого пристроїв нерухомий (див. рис. 1.8, а) або рухається по горизонталі. При цьому робота по підйому стрілового пристрою (при зменшенні вильоту) повинна бути рівний роботі, скоюваній противагою G_P при його опусканні. Для врівноважуючого пристрою, приведенного на рис.1.11 в двох граничних положеннях по вильоту, принцип рівності робіт має вигляд

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_C d\varphi = G_I f (\cos \gamma_2 + \sin \beta_1), \quad (5)$$

де f — плече щодо осі обертання противаги вагою G_{II} , що приймається з урахуванням допустимого заднього габариту поворотної частини.

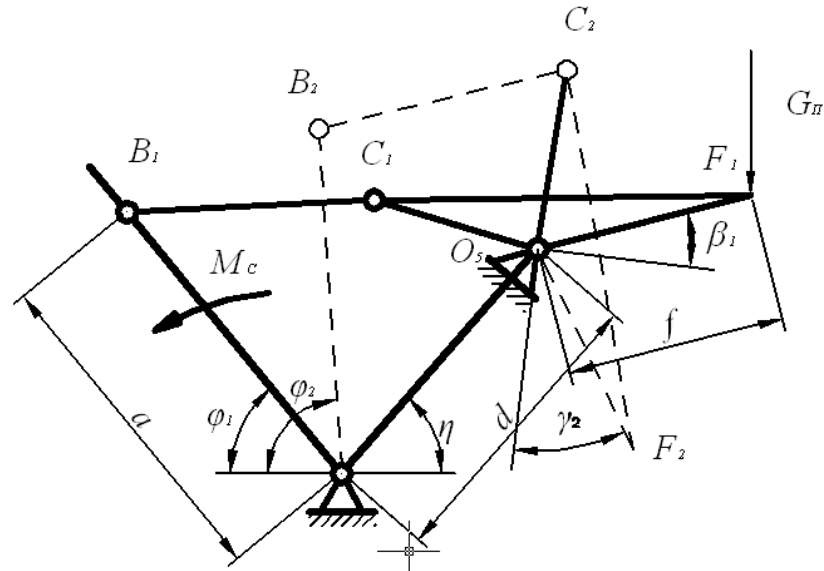


Рисунок 1.11 – Схема врівноважуючого пристрою, показаного на рисунку 1.9, в граничних положеннях по вильоту

Інтеграл в лівій частині цієї формули є площею між кривою стріловидного моменту $M_C(\varphi)$ і віссю абсцис. Із збільшенням плеча f необхідна вага противаги зменшується [11, 12].

1.6 Врівноваження стрілової системи

Для вирішення задачі врівноваження стрілових систем були розроблені і запропоновані методи, в основу яких встановлені графоаналітичні і аналітичні підходи до визначення параметрів врівноважуючих пристроїв.

Для вирішення вказаних задач найбільше розповсюдження отримали: метод інтерполяції, метод квадратичного наближення і метод якнайкращого наближення функцій. Проте, хоча методи синтезу по заданих положеннях виявилися чудовими при розрахунку геометрії руху, але вони звичайно не так ефективні, коли конструкція повинна задовольняти певним умовам і обмеженням, що має місце при проектуванні реальних механізмів урівноваження.

Аналіз запропонованих методів синтезу врівноважуючих пристроїв дозволяє укласти, що існуючі підходи до визначення параметрів пристроїв не дозволяють ставити і вирішувати задачі оптимального синтезу врівноважуючих механізмів з урахуванням конструктивних і функціональних обмежень.

В цілях забезпечення єдиної методологічної основи розробки математичних моделей різних врівноважуючих пристроїв із запропонованої класифікації (рис. 1.1), моменти власних ваг стрілової системи і моменти ланок противаги щодо осі коливання стріли визначаються з умови рівноваги стрілової системи.

Не дивлячись на те, що в світовому кранобудуванні можна виділити декілька перспективних і найбільш використовуваних врівноважуючих механізмів, науково обґрунтованих рекомендацій по вибору типу механізму з представленого в класифікації більшості немає. Єдиним варіантом є метод послідовного дослідження безлічі пристроїв і вибір якнайкращого.

Врівноваження укосини проводиться за допомогою рухомого противаги, який намагаються підібрати таким чином, щоб момент, створюваний його вагою щодо осі обертання важеля, у всіх положеннях укосини дорівнював моменту на тій самій осі, створюваному вагою стріли, хобота, відтяжки хобота, стрілової тяги і самого важеля. При такому зрівноважуванні укосини завжди буде знаходитися в стані байдужої рівноваги і, отже, буде потрібно мінімум роботи для зміни її вильоту. Крім

цього, рухомий протывага бере участь у загальному зрівноважуванні поворотної частини і всього крана.

Загальне урівноваження можна здійснити, зберігаючи момент рухомого протываги на осі обертання важеля і змінюючи довжину заднього плеча важеля і ваги протываги.

При вдалому підборі положення осі обертання важеля протываги і довжини його заднього плеча можна домогтися врівноваження крана тільки одним рухомим протывагом. Цілком очевидно, що вага всього крана буде при цьому найменшою. Таке врівноваження звичайно може бути досягнуто в кранах невеликої вантажопідйомності (до 5 т).

У кранах більшої вантажопідйомності, для того щоб надмірно не збільшувати задній габарит, доводиться вводити ще і нерухому протывагу, що встановлюється на поворотній частині крана. Слід прагнути до того, щоб вага його була найменшою.

На рисунку 1.11 представлена схема механізму зміни вильоту укосини із зазначеними діючими на неї сил ваги: G_x -вага хобота; G_c -вагу стріли; вага відтяжних канатів замінена двома силами $P_{от.}$, Прикладеними в верхньому шарнірі стріли і до осі обертання важеля протываги; вага стрілових тяг також замінена двома силами $P_{с.т.}$, доданими до кінців тяг; G_p - вага важеля протываги; вага шатунів, службовців для приводу важеля, замінена двома силами $P_{ш.}$, прикладеними на їх кінцях; $G_{п}$ - шукана вага протываги.

Вагу хобота G_x розкладаємо на складові: T_x - розтягувальну відтяжні канати і R_x - діючу на верхній шарнір стріли.

звідки

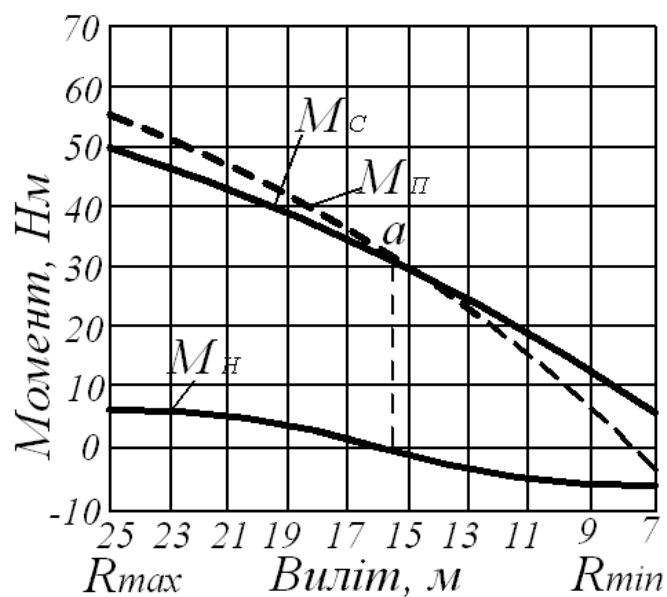
$$G_I = \frac{M_c}{r_{10}},$$

де r_{10} - плече сили тяжіння противаги (рис. 1.12).

Визначивши таким чином величину G_{II} , обчислюємо момент M_{II} для тих самих положень, що й момент M_c , і результати наносимо на діаграму.

Якщо у всіх положеннях укосини ці моменти будуть рівні, то вона буде перебувати в стані байдужої рівноваги, а обидві криві - M_{II} і M_c -співпадуть.

Такий стан байдужої рівноваги укосини у всіх її положеннях є найкращим рішенням при кривошипному приводі механізму зміни вильоту і небажано при інших схемах приводу, тому що силовий вплив на укосину, наприклад вітер, буде легко виводити її з стану рівноваги і наближати до положення максимального чи мінімального вильоту. При кривошипному приводі, навіть при несправних гальмах механізму, це не є небезпечним, тоді як для секторного або рейкового приводу несправність гальма неминуче призведе до аварії.



M_c – момент від стрілового пристрою; M_{II} - момент від противаги; M_H =

$M_{II} - M_c$ – не врівноважений момент

Рисунок 1.13 - Діаграма моментів від ваги укосини і противаги на осі обертання важеля

Тому якщо привід механізму не кривошипний, то бажано, щоб момент противаги був дещо більше моменту стрілового пристрою M_c при вильоті, близьких до максимальних, і дещо менше - при мінімальному вильоті, тобто щоб графіки моментів мали такий характер, як це показано на рисунку 1.13.

Різниця моментів $M_H = M_{II} - M_c$ назвемо неврівноваженим моментом (рис. 1.13). Цей момент долається двигуном механізму зміни вильоту і, отже, не повинен бути надмірно великим, щоб надмірно не збільшувати встановлену потужність механізму.

На рис. 1.14 показана діаграма неврівноважених моментів, що діють на осі секторів 3-тонного крана з секторним приводом. Тут стріла перебуває в рівновазі тільки при вильоті 11,5 м і сама завжди прагне прийти в це положення.

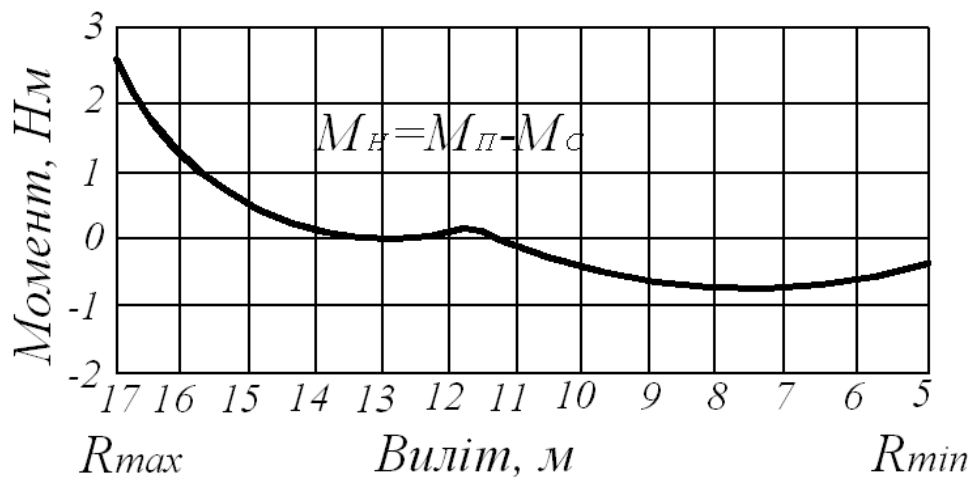


Рисунок 1.14 – Діаграма неврівноважених моментів на осі обертання секторів 3-тонного крана з секторним приводом

На рис. 1.15 наведена діаграма моментів на осі важеля противаги 10-тонного крана з кривошипним приводом. Тут стріла перебуває в рівновазі вже в п'яти положеннях, і криві M_c і M_n майже збігаються.

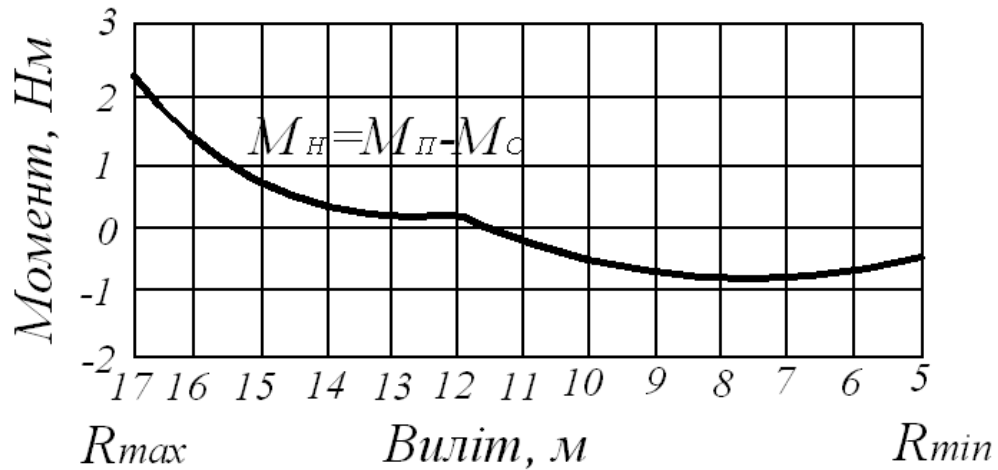


Рисунок 1.15 – Діаграма моментів на осі важеля противаги 10-тонного крана з кривошипним приводом

Для отримання необхідної форми кривих моментів при проектуванні доводиться міняти положення осі обертання важеля противаги, довжину і форму його плечей, довжину стрілових тяг і положення точки їх кріплення на стрілі. Завдання це вирішується шляхом підбору одночасно декількох величин і найчастіше забирає багато часу та праці у конструктора. До теперішнього часу немає розроблених методів швидкого вирішення цього завдання.

Застосування методу проф. М. Є. Жуковського (так званого важеля Жуковського) до розрахунку врівноваження укосин дає бажаних результатів

Метод М.Є. Жуковського надзвичайно простий і наочний, але вимагає, крім побудови кінематичних схем, побудови і планів швидкостей для всіх положень механізму. Цим методом зручно користуватися для аналізу існуючих або вже спроектованих кранів, але не для побудови нової машини [16, 17, 18].

Висновки

На підставі проведеного огляду різновидів порталних кранів, а саме врівноважуючи пристроїв, була поставлена мета роботи – оптимізація кінематичних параметрів механізму зміни вильоту порталного крану за рахунок раціонального розташування точки кріплення і геометричних параметрів рейки і жорсткої відтяжки.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані та вирішені наступні основні задачі:

- проведення аналізу існуючих конструкцій врівноважуючи систем порталного крану;
- дослідження кінематичних параметрів врівноважуючих пристроїв порталного крану;
- розробка методики проведення математичного експерименту механізму врівноваження порталного крану;
- розробка методики автоматизованого розрахунку кінематичних параметрів механізму зміни вильоту.

3 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ І ПРИВОДІВ МЕХАНІЗМІВ ОБЕРТАННЯ КРАНІВ

3.1 Аналіз сучасного вирішення питання, патентний аналіз

Опорно-поворотний ПРИСТРІЙ

(21) 4074420 / 29-11

(22) 18.04.86

(46) 07.03.88. Бюл. № 9

(71) Харківський електромеханічний завод "Спецелеватормельмаш"

(72) Д.А.Петров, Л.В.Твердохлебов і Г.М.Штільман

(53) 621.873 (088.8)

(56) Дукельский А.І. Довідник по кранах. Т. 2. - Л.: Машинобудування, 1973, с. 182. с. 391.

(57) Винахід відноситься до області підйомно-транспортного машинобудування, а саме до опорно-поворотним пристроїв вантажопідйомного механізму. Мета винаходу - підвищення надійності при роботі з важкосипучих вантажами. Пристрій містить поворотну платформу А, змонтовану на вертикальному валу 3, і несучу приводну зірочку 7 для взаємодії з ланцюгом 9, натягнутої на нерухомий диск 8, змонтований соосно платформі 4 і виконаний з радіальними струмками по його окружності з кроком, рівним кроку ланцюга, і з можливістю заходу в них зубів приводної зірочки 7.

Винахід відноситься до вантажопідйомних машин і механізмів і може знайти застосування в пристроях для вивантаження сипучих матеріалів з критих залізничних вагонів.

Мета винаходу - підвищення надійності при роботі з важкосипучими вантажами.

На рис. 1.1 зображено опорно-поворотний пристрій вантажопідйомного механізму, загальний вигляд; на рис. 1.2 - розріз А-А на рис. 1.1; на рис. 1.3 - розріз Б-Б на рис. 1.2.

Опорно-поворотний пристрій складається з корпусу 1 (рис. 1.1) з розміщеним в ньому склянкою 2, в якому на підшипниках встановлено вертикальний вал 3 поворотної платформи 4. На поворотній платформі 4 змонтовані електродвигун 5 і редуктор 6 з приводний зірочкою 7.

На корпусі 1 жорстко закріплений диск 8 із зафіксованою на ньому ланцюгом 9 (рис. 1.2). Диск 8 являє собою плиту, на нижньому боці якої виконані по довжині окружності з кроком, рівним кроку ланцюга, радіальні струмки 10, оброблені донизу, з ребрами 11 між ними по котра утворює кола.

У поперечному перерізі струмки виконані по радіусу (рис. 1.3) для забезпечення сходу продукту. Глибина струмка вибирається в межах 2,5-3,5 його висоти. У разі виконання струмка меншої глибини продукт на пресується, що в кінцевому підсумку заклинює механізм.

Таким чином, нижня сторона кола виходить ребристою. Така конструкція, зберігаючи достатню міцність кола, захищає механізм від попадання продукту зверху і забезпечує сход його вниз.

Товщина ребра 11 виконується менше діаметра ролика ланцюга. Це необхідно для забезпечення вільного сходу продукту, продавлювати зірочкою 7, а також ребра одночасно є опорою для всіх роликів. В результаті такого конструктивного рішення не перекривається просвіт між роликами, крім того, забезпечується міцність опорної частини ланцюга по лінії контакту ролика з ребром.

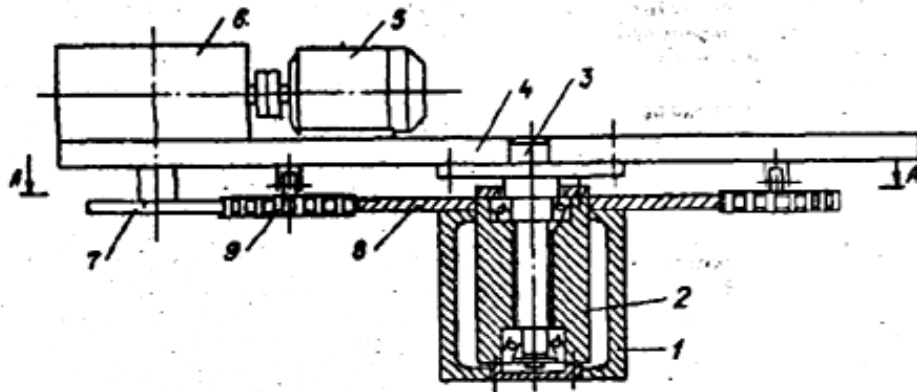
Опорно-поворотний пристрій працює таким чином.

При включенні електродвигуна 5 обертання через редуктор 6 передається на зірочку 7, яка, обкатуючи навколо диска 8, повертає поворотну платформу 4.

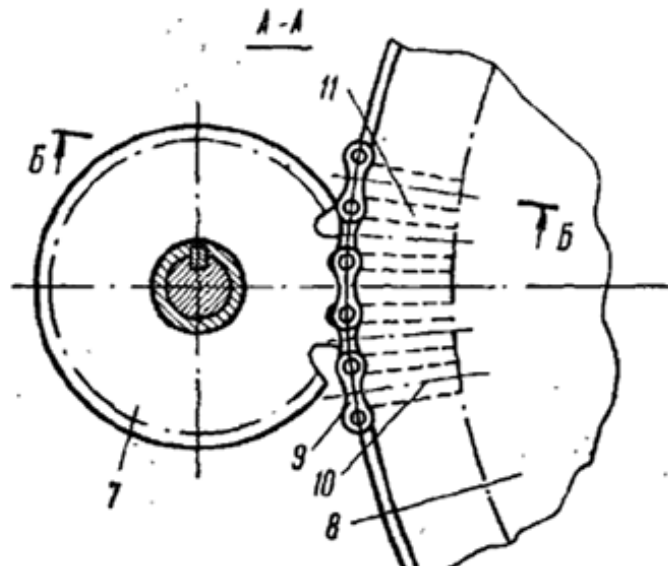
Вхідний в зачеплення черговий зуб зірочки 7 захоплює частину вивантажується продукту, що потрапляє в робочу зону поворотного механізму, направляє його в струмки, а потім продавлює по радіусу вниз, чим забезпечується безперебійна і надійна робота виробу.

формула винаходу

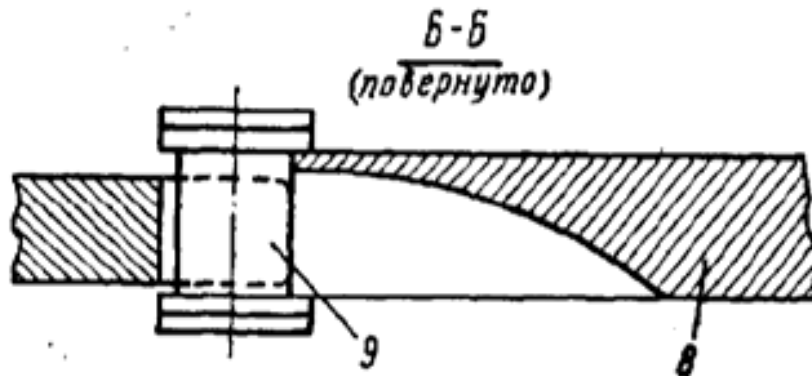
Опорно-поворотний пристрій вантажопідйомного механізму, що містить платформу, змонтовану на вертикальному валу, і несучу приводну зірочку для взаємодії з ланцюгом, натягнутої на нерухомий диск, змонтований соосно платформі, що відрізняється тим, що, з метою підвищення надійності при роботі з важкосипучих вантажами, диск виконаний з радіальними струмками по його окружності з кроком, рівним кроку ланцюга, і з можливістю заходу в них зубів приводної зірочки.



Малюнок 1.1 - Опорно-поворотний пристрій вантажопідйомного механізму



Малюнок 1.2 - Розріз А-А



Малюнок 1.3 - Розріз Б-Б

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПОВОРОТУ ВЕРХНЬОЇ ЧАСТИНИ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ

(21) 3750735 / 29-03

(22) 06.06 84

(46) 15.08.85. Бюл. № 30

(72) В. К. Фабішевській і Л. П. Івкін

(71) Виробниче об'єднання «Ждановтяжмаш»

(53) 621 879 48 (088 8)

(56) Авторське свідоцтво СРСР - № 293932, кл. Е 02 Р 3/18, 1969.

Авторське свідоцтво СРСР № 209306, кл. Е 02 Р 3/18, 1966.

(54) (57) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПОВОРОТУ ВЕРХНЬОГО БУДІВЛІ землерийні МАШИНИ, що включає поворотну платформу, змонтовану на нижній рамі машини, що має центральну цапфу, пов'язану з поворотною платформою, і підхоплення, що відрізняється тим, що, з метою зменшення габаритів пристрою і зниження його металоємності, підхоплення виконаний у вигляді жорстко пов'язаного з центральної цапфою кільцевого упору зі сферичною поверхнею ковзання і взаємодіє з ним по цій поверхні кільцевого вкладиша, пов'язаного з платформою, причому цапфа і платформа додатково пов'язані між собою за допомогою сферичного підшипника ковзання, а центри сфер кільцевого упору і сферичного підшипника розташовані в одній точці на поздовжньої осі цапфи.

Винахід відноситься до землерийної техніки, зокрема до опорно-поворотним пристроїв для повороту верхньої частини машини навколо вертикальної осі.

Мета винаходу - зменшення габаритів пристрою і зниження його металоємності.

На рис. 1.4 показано пропонований пристрій, на рис. 1.5 - перетин А-А на рис. 1.4.

Пристрій для повороту верхньої будови землерийної машини, наприклад, роторного екскаватора, включає центральну цапфу 1, виконану у вигляді обичайки 2 (рис. 1.5), жорстко закріпленої в стаканах 3 і 4 нижньої рами 5 машини хомутами 6 і шарнірно пов'язаної з поворотною платформою 7 за допомогою сферичного підшипника ковзання 8, що має опори 9 зі сферою 10 і впресована в неї бронзову втулку 11. Пристрій має підхоплення, виконаний у вигляді жорстко пов'язаного з центральної цапфою кільцевого упору 12 зі сферичною поверхнею 13 і взаємодіючого з упором по цій поверхні кільцевого вкладиша 14, пов'язаного з платформою через стакан 15 платформи 7.

Поворотна платформа 7 з верхньою будовою спирається на рейковий коло 16 нижньої рами 5 через роликовий коло 17.

Пристрій працює наступним чином.

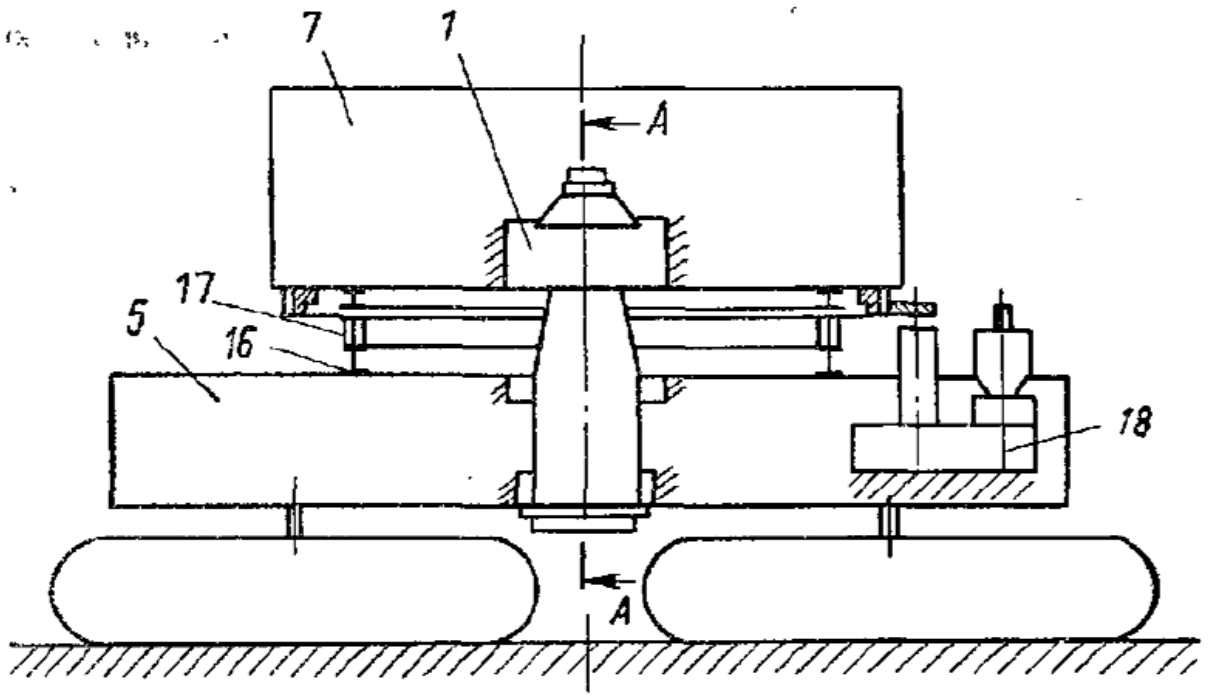
Поворотна платформа 7 з верхньою будовою за допомогою роликового кола 17 і приводу 18 обертається навколо центральної цапфи 1 і центрується щодо обичайки 2 за допомогою опори 9, сфери 10 і втулки 11. Ковзання відбувається по внутрішньому діаметру втулки. Передача радіального зусилля, що виникає при різанні або ухилах, передається циліндричною поверхнею втулки II з поворотною платформи 7 на обичайку 2, що працює в цьому випадку як балка на двох опорах-склянках 3 і 4. Це дозволяє утримувати поворотну платформу від бічних зсувів.

Направлене вгору осьове зусилля, що виникає при аварійному перекиданні платформи щодо нижньої рами, передається склянкою 15 платформи на фланець опори 9 і далі через сферически сполучаються вкладиші 14, упор 12 і хомути 19 на обичайку 2, яка, в свою чергу, за допомогою хомутів 6 передає це зусилля на склянку 4 нижньої рами 5.

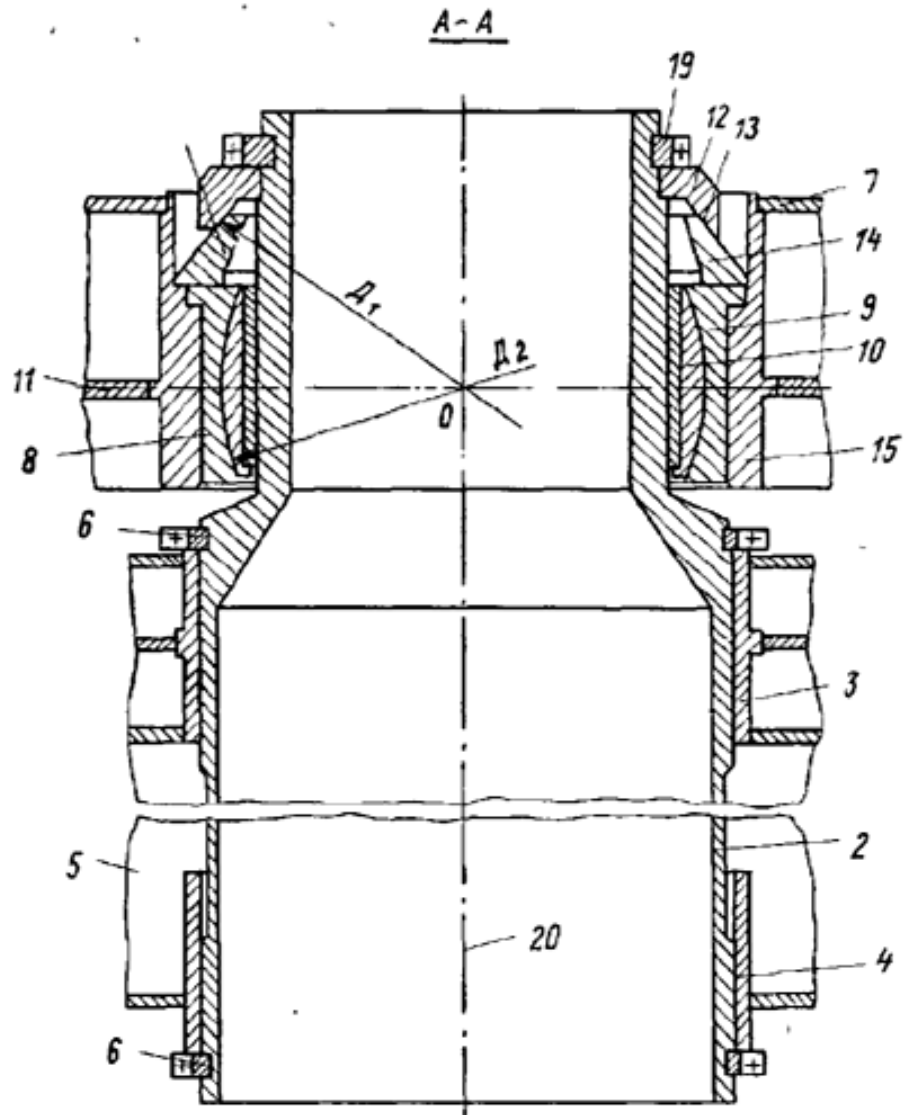
При цьому упор 12 виконує роль підхоплення поворотної платформи.

Сферичний підшипник ковзання 8 і сфера кільцевого упору 12 мають центр обертання, розташований в одній точці на осі 20 цапфи. Це забезпечує само установку поворотної платформи при її повороті на роликовому колі 17 щодо нижньої рами 5, копіюючи можливі монтажні та експлуатаційні нерівності поверхні рейкового кола 16 нижньої рами 5, що дозволяє уникнути згибаючих навантажень, на поворотній платформі.

Виконання підхоплення, змонтованого на центральній цапфі, пов'язаної з поворотною платформою дозволяє утримувати поворотну платформу з верхньою будовою від перекидання при перевантаженні верхньої будови перекидаючим моментом, зменшує габарити пристрою і знижує металоємність.



Малюнок 1.4 - пропонуване пристрій



Малюнок 1.5 -Перетин А-А

Опорно-поворотний ПРИСТРІЙ

(21) 4601288 / 25-03

(22) 03.11.88

(46) 30.10.90. Бюл. № 40

(71) Виробниче об'єднання "Ждановтяжмаш"

(72) Г.Н.Сорока і В.К. Самохвалов (53) 621.879 (088.8)

(56) Авторське свідоцтво СРСР № 291009, кл. Е 02 Г 9/12, 1969.

Авторське свідоцтво СРСР Р 1030505, кл. Е 02 F 9/14, 1981.

(57) Винахід відноситься до опорно-поворотним пристроїв з колісними опорами. Мета винаходу - зниження металоємності і зменшення габаритів по висоті шляхом зниження навантажень на колісні опори. Пристрій включає поворотну платформу 1 з колісними опорами 2, встановленими на круговій рейок 3 бази 4. Поворотна платформа 1 пов'язана з базою 4 центральної цапфою 5 через сферичний підшипник 6. Пристрій забезпечений центральною опорою 7, змонтованої на базі 4. Воно має завзятий підшипник 8, пов'язаний з платформою 1, і сферичний опорний елемент 9. Колісні опори змонтовані з можливістю регулювання зазору між колісними опорами і рейкою 3. При роботі цапфа 5 центрує платформу 1. Опора 7 сприймає основні вертикальні нагрів ки від платформи 1 і передає їх на базу 4, розвантажуючи колісні опори 2.

Винахід відноситься до опорно-поворотним пристроїв, а більш конкретно - до опорно-поворотним пристроїв з опорними колесами.

Мета винаходу - зниження металоємності і зменшення габаритів по висоті шляхом зниження навантажень на колісні опори.

На рис. 1.6 зображено пристрій, вид на центральну опору; на рис. 1.7, 1.8 - варіанти розташування опорних коліс; на рис. 1.9 - дві проекції механізму регулювання зазору між колісними опорами і круговим рейкою.

Опорно-поворотний пристрій, наприклад, відвалоутворювача, включає поворотну платформу 1 з колісними опорами 2, встановленими на круговій рейок 3 бази 4. Поворотна платформа 1 пов'язана з базою 4 центральної цапфою 5 через завзятий сферичний підшипник 6. опорно-поворотний пристрій забезпечений центральною опорою 7, змонтованої на базі 4. Центральна опора 7 виконана у вигляді наполегливої підшипника 8, пов'язаного з поворотною платформою 1 і має сферичний опорний елемент 9.

Колісні опори 2 змонтовані з можливістю регулювання зазору між колесом 2 і рейкою 3 при ненавантаженої опорі. Механізм, регулювання 10 зазору виконаний у вигляді ексцентрикового валу 11, поворот якого здійснюється важелем 12.

Опорно-поворотний пристрій працює таким чином.

При віяловій відсипанні ґрунту верхню будову відвалоутворювача з робочим обладнанням повертається за допомогою опорно-поворотного пристрою щодо бази 4.

Опорно-поворотний пристрій передає навантаження від маси поворотної платформи 1, встановленого на ній обладнання і діючих на неї навантажень, на базу 4 відвалоутворювача.

При цьому центральна цапфа 5 центрує поворотну платформу 1 і перешкоджає зрушенню її щодо бази 4. Центральна опора 7 сприймає основні вертикальні навантаження від поворотної платформи 1 і передає їх на базу 4, розвантажуючи колісні опори 2.

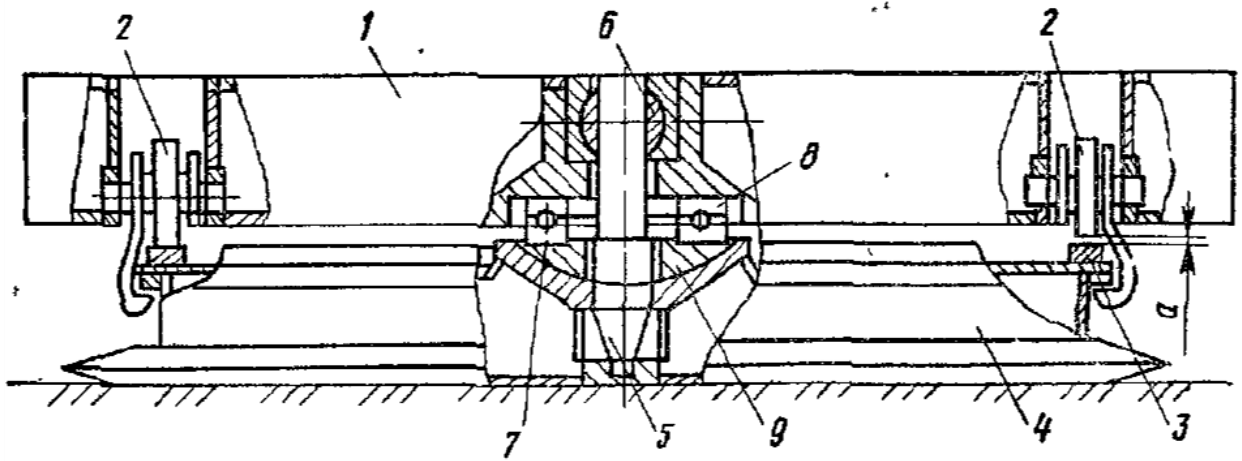
Колісні опори 2 сприймають основні перекидні моменти, що виникають при роботі машини, і встановлені в місцях впливу цих моментів. Колісні опори 2 сприймають також моменти від ухилу.

При цьому спирання машини буде на три точки. Залежно від діючих навантажень, одна з опор може бути ненавантаженою. Для виключення контакту, тертя цієї колісної опори з круговим рейкою механізмом регулювання 10 встановлюється гарантований зазор а.

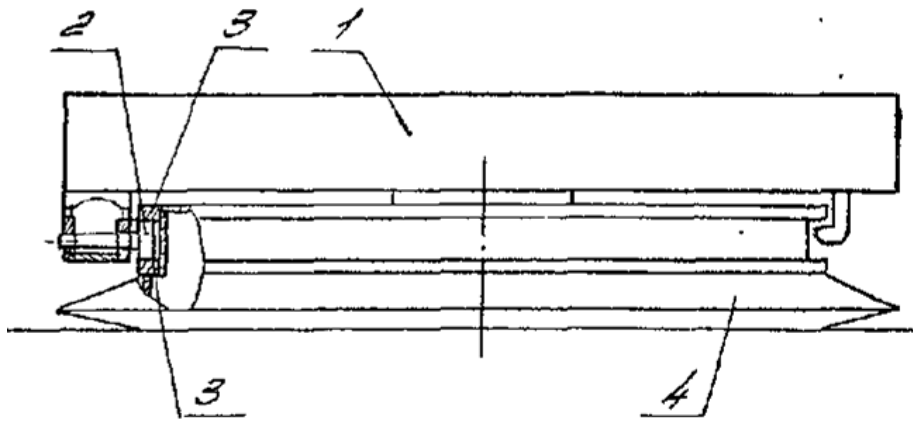
формула винаходу

1. Опорно-поворотний пристрій, що включає поворотну платформу з колісними опорами, що контактують з круговим рейкою бази, що відрізняється тим, що, з метою зниження металоємності і зменшення габаритів по висоті шляхом зниження навантажень на колісні опори, воно забезпечене змонтованою на базі центральної опорою, виконане з пов'язаного з поворотною платформою наполегливої підшипника зі сферичним опорним елементом.

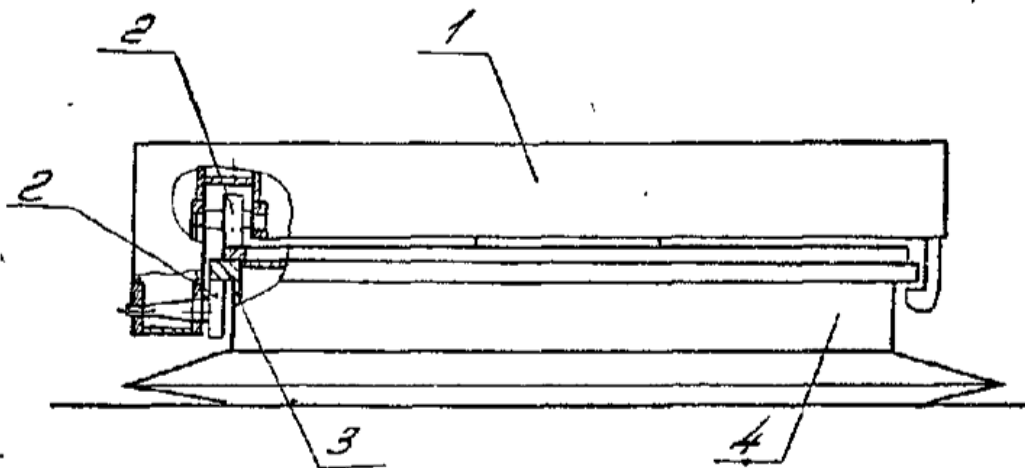
2. Пристрій, що відрізняється тим, що колісні опори змонтовані з можливістю регулювання зазору між кожним колесом і круговим рейкою при незавантаженої суперечці.



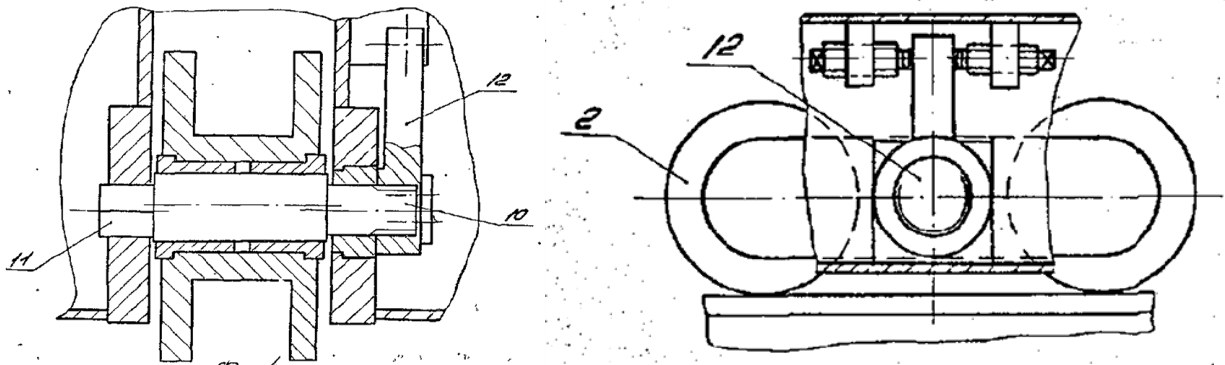
Малюнок 1.6 - Пристрій, вид на центральну опору



Малюнок 1.7 - Варіант розташування опорних коліс



Малюнок 1.8 - Варіант розташування опорних коліс



Малюнок 1.9 - Механізм регулювання зазору між колісними опорами і круговим рейкою

ПРИСТРІЙ ДНЯ КОНТРОЛЮ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ КІЛ І зубчасті вінці

(21) 3864813 / 29-03

(22) 12.03.85

(46) 15,10.86. Бюл. № 38

(71) Виробниче об'єднання "Ждановтяжмаш"

(72) Н.Д. Глибочанської, Н.А. Вільянінова і Н.І. Вільянінов

(53) 621.879 (088.8)

(56) Циркульні пристосування, креслення № 41.02.12.000, ПО "Ждановтяжмаш".

Авторське свідоцтво СРСР № 907176, кл. Е 02 Р 9/00, 1980.

(54) (57) ПРИСТРІЙ ДНЯ КОНТРОЛЮ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ КІЛ І зубчасті вінці, що включає консоль з противагою і контрольним прапорцем і вузол з'єднання консолі з втулкою центральної цапфи, виконаної зі сферою, що відрізняється тим, що, з метою підвищення точності контролю, вузол з'єднання консолі з втулкою центральної цапфи виконаний з розташованого усередині втулки склянки, дно якого виконано з порожниною, утвореної двома сполученими великими підставами кінцевими поверхнями, при цьому центр порожнини суміщений з центром сфери цапфи, і з

розташованого одним кінцем в склянці фланця, який за допомогою осі з кульовим наконечником змонтований в порожнині дна склянки, причому фланець має елементи регулювання його положення щодо вертикальної осі, що проходить через центр порожнини дна склянки.

Винахід відноситься до землерийних машин, а більш конкретно до пристроїв для контролю розташування опорно-поворотних кіл і губчастих вінців.

Мета винаходу - підвищення точності контролю.

На рис. 1.10 зображено пристрій, вид збоку; на рис. 1.11 - перетину А-А, Б-Б, В-В і Г-Г; на рис. 1.12 - варіант установки в порожнистій осі опорної частини машини, вид збоку.

Пристрій для контролю опорно-поворотних кіл 1 і зубчастих венцов 2 поворотної частини 3 машини, що містить втулку 4 центральної цапфи, виконану зі сферою 5 в опорній частині 6 машини, і порожню вісь 7, має консоль 8 з противагою 9 і контрольним прапорцем 10, встановлену на осі 11.

Ось 11 пристрою забезпечена фланцем 12 з регулювальними елементами 13 і кульовим наконечником 14, розташованим між кришкою 15 і склянкою 16, закріпленим у втулці 4 центральної цапфи, при цьому центр наконечника 14 осі 11 збігається з центром сфери 5 цапфи машини.

При роботі пристрою сфера 5 центральної цапфи машини не встановлюється.

Перед роботою пристрою вісь 11 збирають з кульовим наконечником 14, склянкою 16 і кришкою 15 і закріплюють у втулці 4 центральної цапфи, при цьому конічна поверхню склянки 16 центрує вісь 11 у втулці 4.

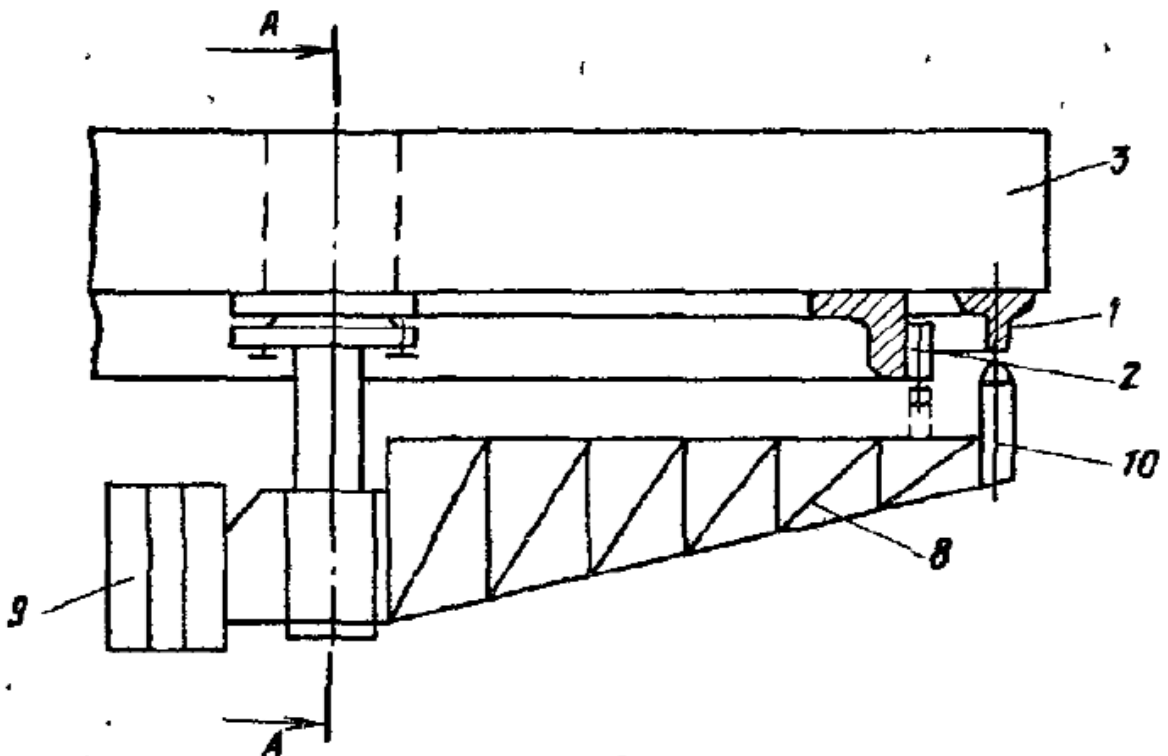
На вісь 11 встановлюється консоль 8 з противагою 9 і контрольним прапорцем 10. Противага 9 підбирають таким, щоб була невривноваженість, необхідна для усунення зазору між віссю і консоллю по діаметру, і тим самим усувається вплив зазору на точність вимірювань.

За допомогою кульового наконечника 14 і регулювальних елементів 13 фланця 12 вісь 11 орієнтують перпендикулярно площині, на яку встановлюється опорно-поворотний круг 1 і зубчастий 2.

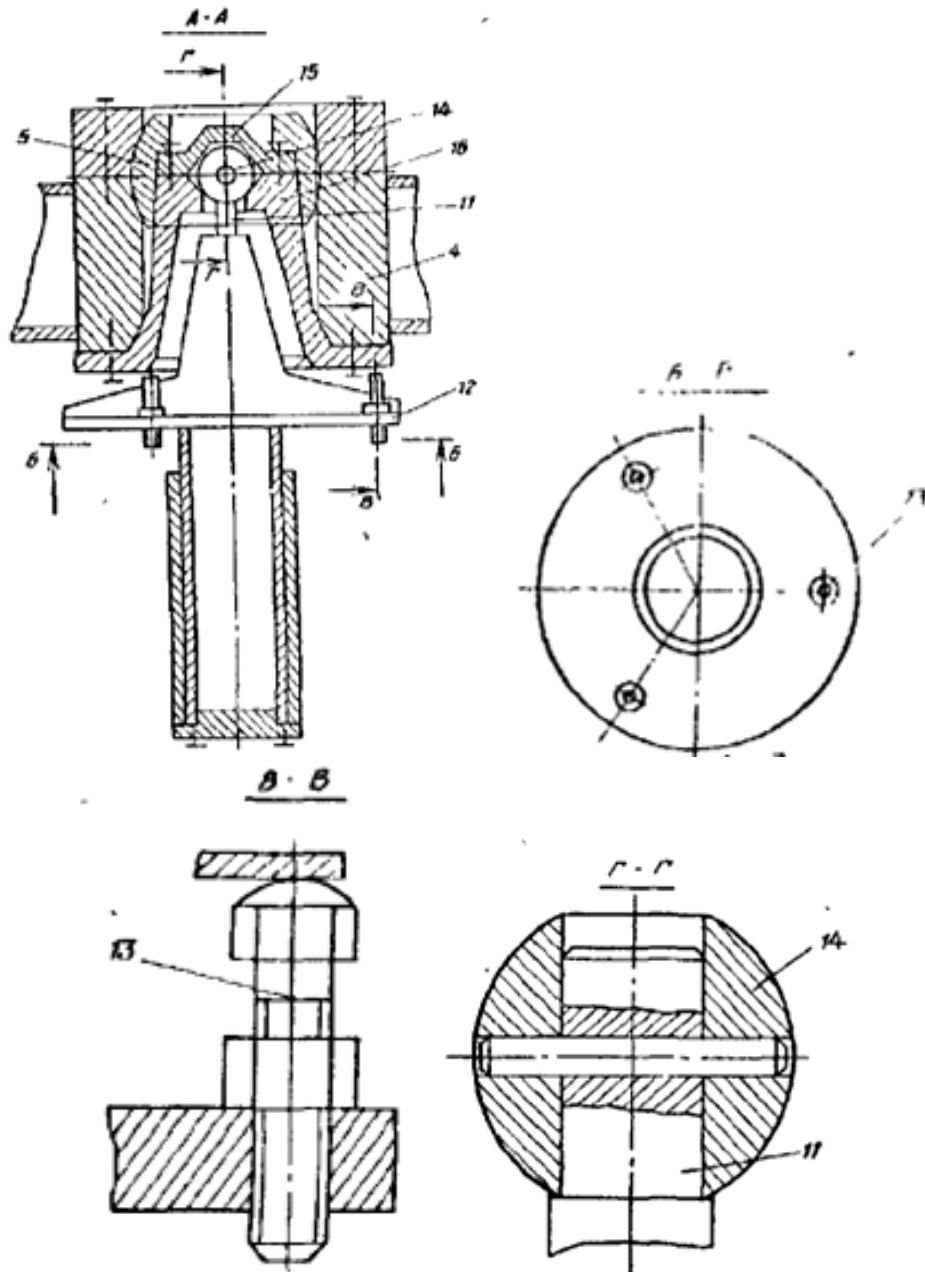
Перпендикулярність осі 11 пристрою перевіряється рівномірністю зазору між прапорцем 10 і попередньо отнівелірованою площиною установки опорного кола 1 і зубчастого вінця 2.

Пристрій працює наступним чином.

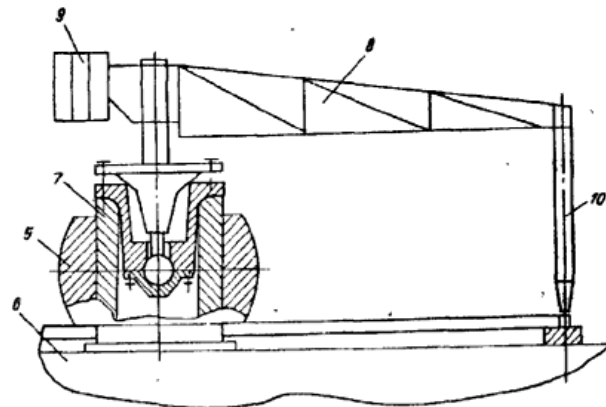
Вручну обертають консоль 8 і за допомогою вимірювального інструмента (наприклад, штангенциркуля, штих-маса, індикатора) визначають зазори між прапорцем 10 і опорним колом 1 або зубчастим вінцем 2 як у вертикальному, так і в радіальному напрямках) і контролюють форму і положення опорного кола 1 і зубчастого вінця 2 щодо осі повороту і перпендикулярній до неї площині, описуваної прапорцем 10. Якщо відхилення перевищують допустимі, то виробляють виправлення форми і положення кола 1 і зубчастого вінця 2 і перевірку повторюють.



Малюнок 1.10 - Пристрій, вид збоку



Малюнок 1.11 - Перетини



Малюнок 1.12 - Варіант установки в порожнистій осі опорної частини машини, вид збоку

3.2 Опорно-поворотні пристрої стрілових кранів

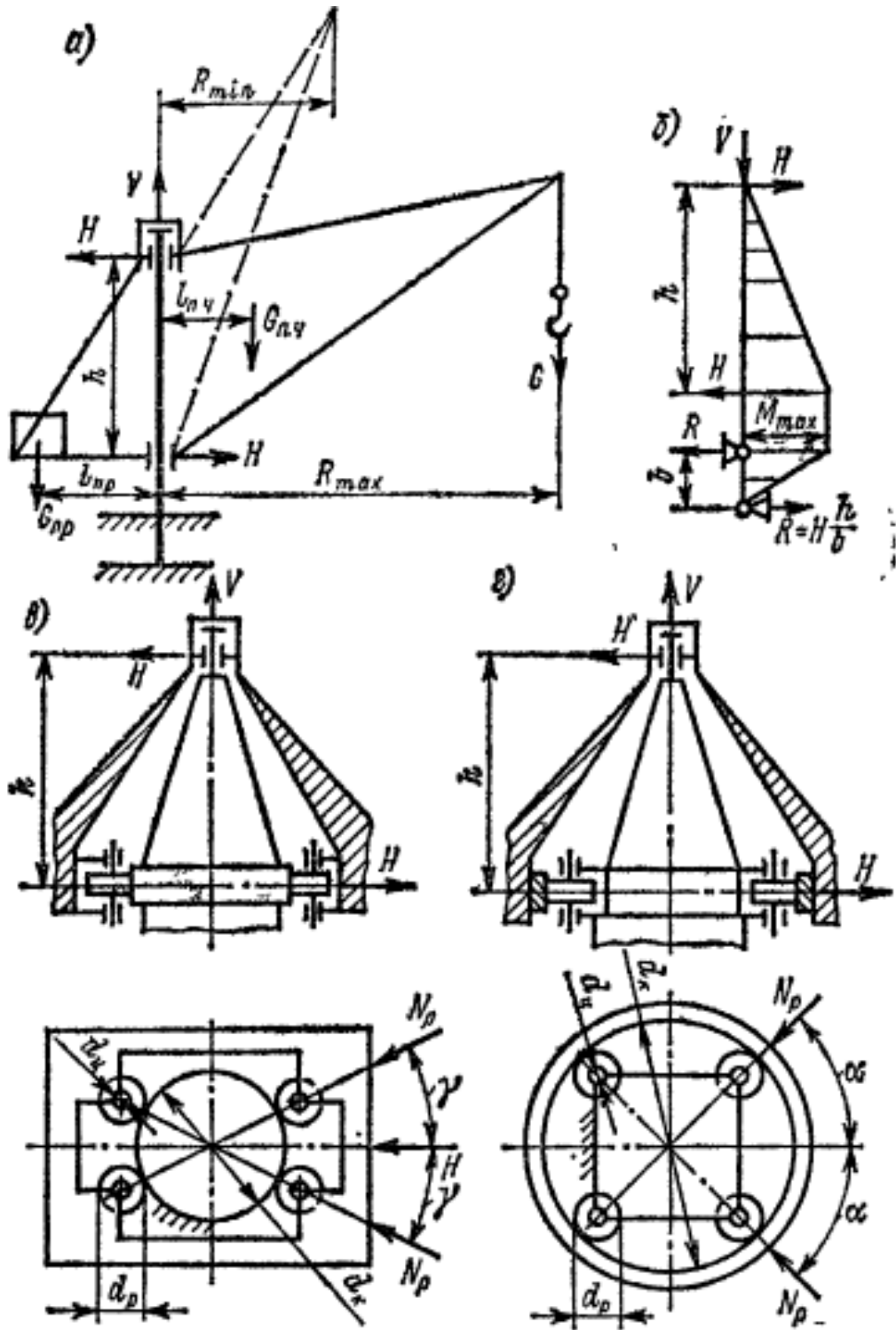
Аналіз конструкцій по М.М. Гохберг. Розрізняють опорно-поворотні пристрої (ОПП) кранів (візків) з колоною (нерухомою або обертається), з круговим плоским конічним рейкою і на опорно-поворотному колі [Т2].

ОПУ кранів з нерухомою колоною складаються з верхньої опори з наполегливим і радіальним підшипниками (рис. 1.13, а, в, г) і нижньої опори у вигляді групи роликів, укріплених на поворотній (рис. 1.13, в) або рідше на неповоротною (рис. 1.13, г) частини. При великих навантаженнях сусідні катки для рівномірного їх навантаження попарно об'єднують в балансирні візки (рис. 1.14, г). Для вибору радіальних зазорів між катками і бандажем і регулювання вертикальності осі обертань ролики або балансири ставлять на ексцентрик втулки (рис. 1.14, д).

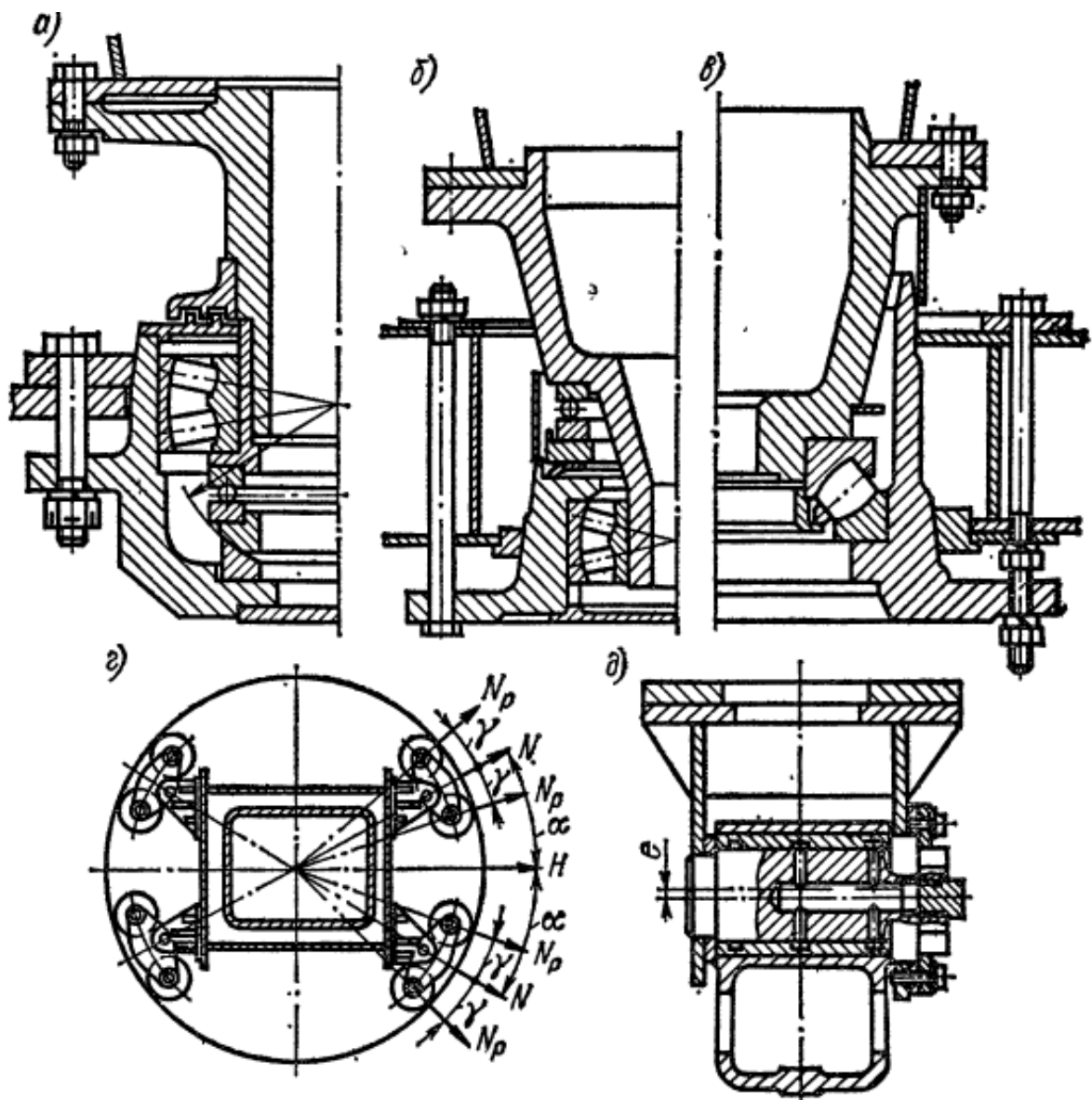
ОПУ кранів з обертової колоною (Рис. 1.15, а, в, г) складаються з колони, з'єднаної з поворотною частиною крана, нижнього (рис. 1.14, а, б, в) і верхнього (рис. 1.14, г) опорних вузлів. У підвісних поворотних візків (кранів) (рис. 1.15, б) верхня опора сприймає горизонтальні і вертикальні навантаження і має вигляд кулькового або роликового підшипника великого діаметру.

ОПУ кранів з колоною використовують на стаціонарних, Молот-видних, порталних, суднових і баштових кранах.

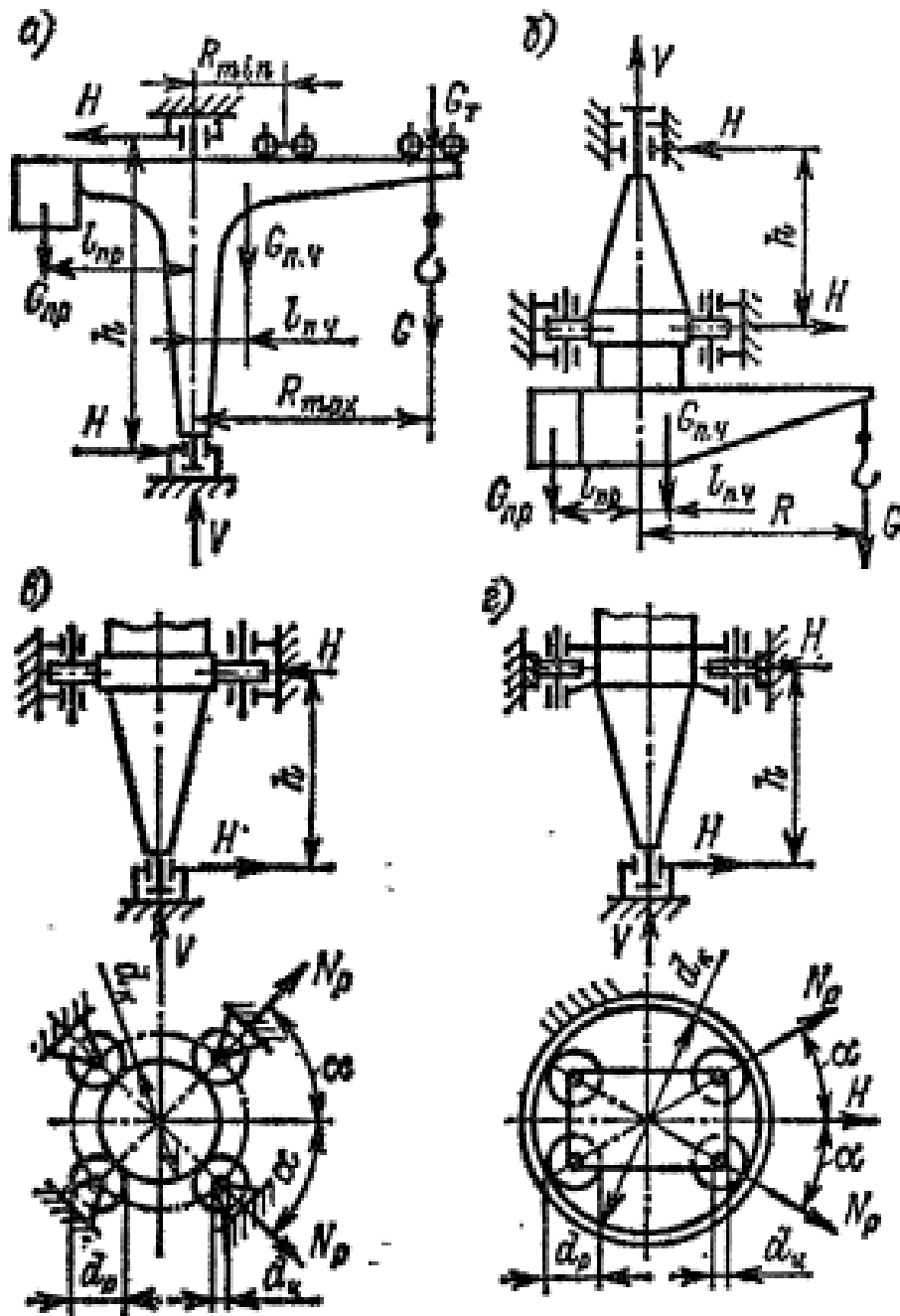
ОПУ кранів (візків) з круговим плоским конічним рейкою і катками або роликами складаються з ряду конічних (рис. 1.16, б, в) або циліндричних котків (рис. 1.16, а) або роликів (рис. 1.16, г), що контактують з двома рейками на поворотній і неповоротною частинах крана. Конічні катки з'єднані тягами з центральної цапфою; циліндричні катки і ролики можуть не мати тяг, але забезпечені сепараторними кільцями, що забезпечують певні відстані між ними. Стійкість при перевантаженні забезпечують центральна цапфа (рис. 1.16, а, б) або роликові захоплення (рис. 1.16, в, г).



Малюнок 1.13 - Опорно-поворотні пристрої кранів з нерухомою колоною: розрахункові схеми крана (а), колони (б) і опорних пристроїв з рухомими (в) і стаціонарними (г) роликками

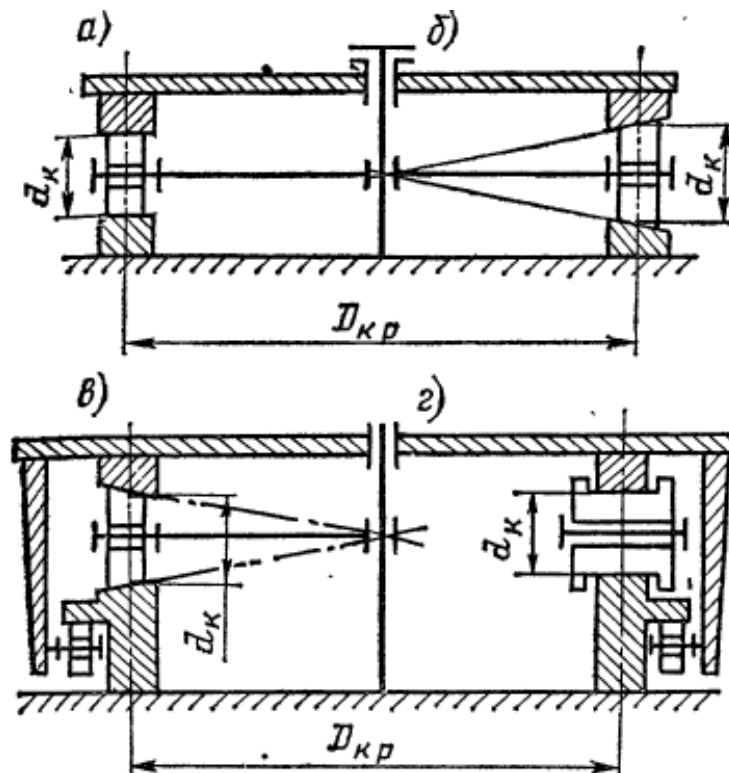


Малюнок 1.14 - Варіанти нижніх опор (а - з центруючої опорою; б - з установкою опорного підшипника на тарельчатой пружині; в - зі сферичним підшипником) і елементи верхньої опори колон (г - розташування опорних роликів; д - кутова вісь візка) кранів з обертової колоною



Малюнок 1.15 - Опорно-поворотні пристрої кранів з обертової колоною: розрахункові схеми крана (а), поворотного візка (б) і опорних пристроїв зі стаціонарними (в) і рухливими (г) роликами

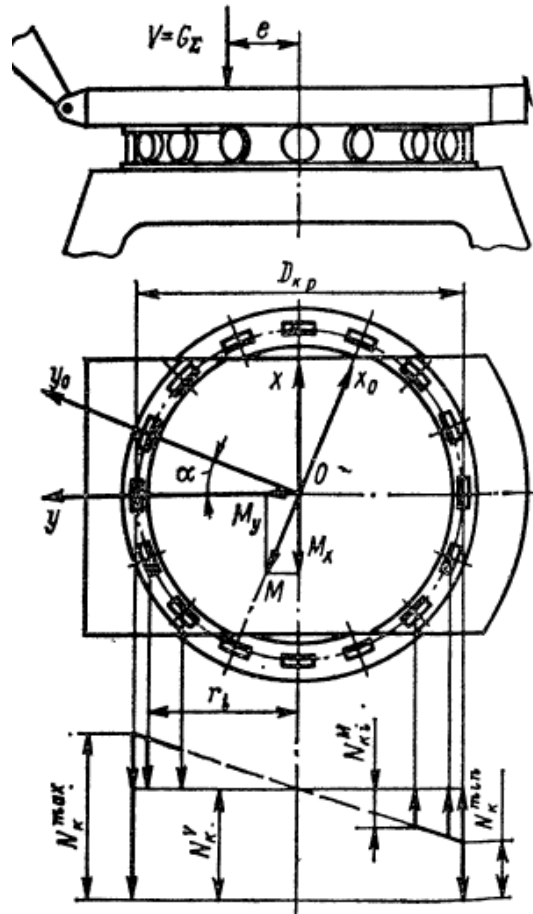
Циліндричні катки простіше конічних, але мають ковзання точок катка по дотичній до рейки і підвищений зношування ковзанок. При конічних ковзанках, вершина конуса яких лежить на осі обертання крана (що вимагає високої точності виготовлення і монтажу), ковзання немає, але виникають осьові сили, що ускладнює конструкцію сепаратора.



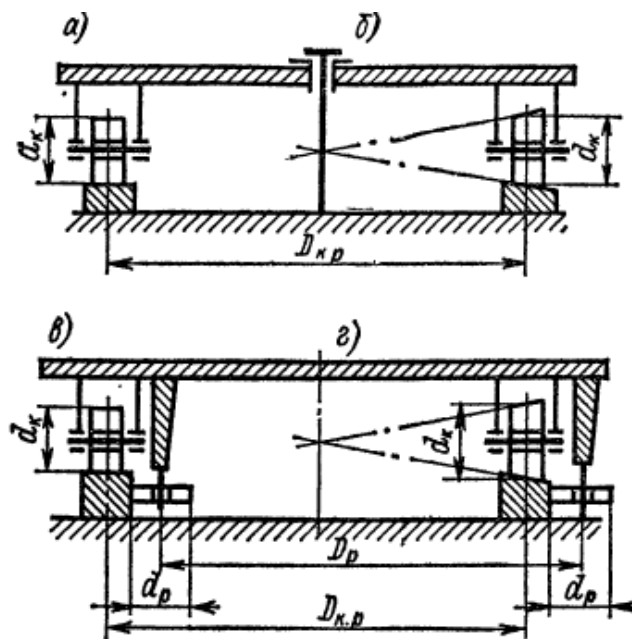
Малюнок 1.16 - Опорно-поворотні пристрої кранів з круговим плоским конічним рейкою на циліндричних (а), конічних (б, в) ковзанках і роликах (г) з центральною і утримує центральної цапфою (а, б) і центрує центральної цапфою і роликівими захопленнями (в, г)

На малюнку 1.17 приведена схема до розрахунку ОПУ з круговим плоским конічним рейкою.

ОПУ кранів (візків) з круговим плоским конічним рейкою і колесами складаються з безребордних циліндричних (рис. 1.18, а, в) або конічних (рис. 1.18, б, г) коліс, пов'язаних з поворотною частиною крана. Зазвичай застосовують чотиріколісні, а в кранах малої вантажопідйомності і поворотних візках - триколісні конструкцію з одним або двома (на балансири) колесами в кожній точці опори. Центрування здійснюють центральної цапфою (рис. 1.18, а, б) або горизонтальними внутрішніми (рис. 1.18, в) або зовнішніми (рис. 1.18, г) роликами. Колеса кріплять до ходових візків за допомогою осей, спрямованих по радіусу рейки; це зменшує перекіс і ковзання коліс при русі по круговому рейці.



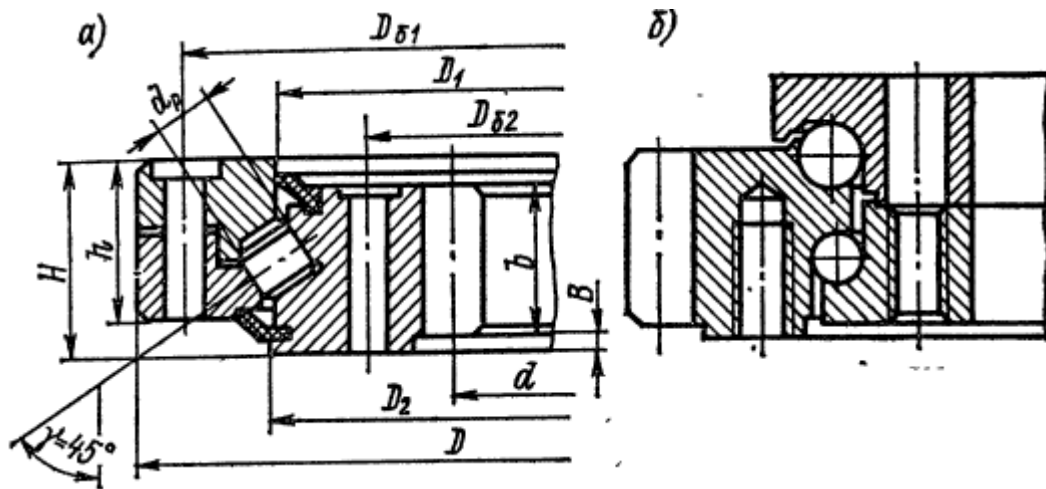
Малюнок 1.17 - Схема до розрахунку ОПУ з круговим плоским конічним рейкою



Малюнок 1.18 - Опорно-поворотні пристрої кранів з круговим плоским конічним рейкою і колесами і горизонтальними роликами

ОПУ кранів з опорно-поворотним кругом - це кулькові (рис. 1.19, б) або роликові однорядні (рис. 1.19, а) або багаторядні (рис. 1.20) підшипники різних конструкцій, що сприймають вертикальні і горизонтальні навантаження і не вимагають центруючих і утримуючих пристроїв. Вони компактні (мають малі висоту і масу, вільний внутрішній простір), надійні і довговічні і тому в даний час отримують найбільше поширення в порівнянні з розглянутими вище типами ОПУ.

ОПУ з роликовими однорядними опорно-поворотними кругами (Рис. 1.19, а) мають у багатьох випадках більшою несучою здатністю, ніж дворядні кулькові (рис. 1.19, б).

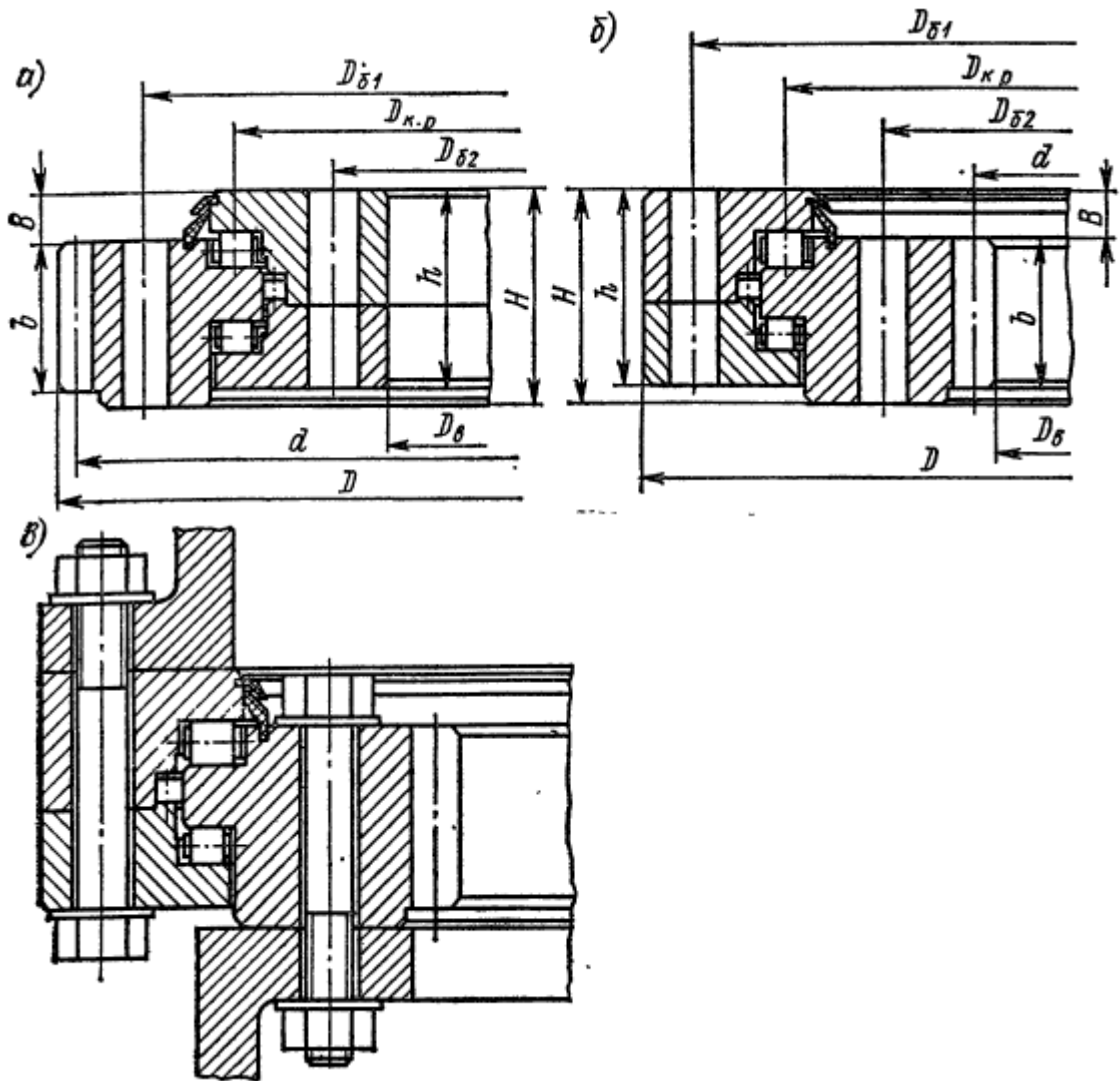


Малюнок 1.19 - ОПК: а - однорядні роликові з зубами внутрішнього зачеплення; б - дворядні кулькові з зубами зовнішнього зачеплення

Опорні ролики розміщують в загальному жолобі хрест-навхрест, при цьому не потрібні сепаратуючі втулки. Діаметр трьохрядний роликових опорно-поворотних кіл фірми «Роті Ерде»(Rote Erde)(Рис. 1.20) досягає 8,22 м.

Через великих розмірів по діаметру і невеликих в поперечному перерізі власна жорсткість опорно-поворотних кіл мала. Для нормальної їх роботи, виключення заїдання і перевантаження кілець потрібно дотримуватися дуже жорсткі вимоги до конструкції, що примикає до опорно-поворотному колі,

що стосуються шорсткості і твердості. Так, під час встановлення опор по ОСТ 22-1401-79 опорної поверхні, що контактує з опорою, після механічної обробки не повинна перевищувати 0,0001 габаритного діаметра опори і при дії максимально допустимі навантажень - 0,0005. Шорсткість опорних поверхонь не більше 40 мкм.



Малюнок 1.20 - трирядного роликові ОПК із зовнішнім (а) і внутрішнім (б) зачепленнями і варіант установки ОПК (в)

На опорних поверхнях рам бажані centruючі окружні бурти з циліндричними поверхнями, в обґрунтованих випадках допустимі і інші способи центрування (рис. 1.20, в).

Аналіз конструкцій по М. Шеффлеру. Стріляв поворотні крани, одноковшеві з дизельним двигуном і універсальні екскаватори, більшість кар'єрних розкривних машин і перевантажувачів відрізняються тим, що на їх ходову візок або на підставу спирається платформа, що повертається навколо вертикальної осі. Спочатку розглянемо опорно-поворотні пристрої [Шеф].

Існують дві принципово різні схеми опорно-поворотних пристроїв.

Схема з рейковим кільцем, до якої слід віднести наступні конструкції:

- 1) платформу на опорних ковзанках, що рухаються по рейковому кільцю, з центральної цапфою або без неї (рис. 1.21);
- 2) однорядне кулькове опорно-поворотний пристрій;
- 3) кулькові опорно-поворотні пристрої двостороннього дії (рис. 1.22);
- 4) однорядне роликове опорно-поворотний пристрій з центральною цапфою (рис. 1.23);
- 5) однорядне роликове опорно-поворотний пристрій (рис. 1.24) двосторонньої дії.

Схема з колоною, до якої можна віднести наступні конструкції:

- з нерухомою колоною і встановленим на неї зверху колоколообразной остовом поворотної частини (рис. 1.25);
- з обертової колоною (блокова конструкція) (рис. 1.26).

У схемі з опорно-поворотним кільцем для забезпечення того, що спирається на всі катки або кульки загальна рівнодіюча від ваги поворотної платформи повинна проходити через певний майданчик, розташований всередині рейкового або кулькового опорно-поворотного пристрою. Однак подібні пристрої можуть також передавати опорні зусилля від впливу рівнодіюча, що проходить поза цього майданчика. Така рівнодіюча викликає невеликий перекид поворотної частини щодо нижньої рами. Якщо до відхилення рівнодіюча були навантажені всі катки або кульки, то при її відхиленні на опорно-поворотних пристроях, значно збільшене навантаження сприймають тільки передні з них. Внаслідок перекошу поворотна частина прагне спертися на нові точки: на центральну цапфу (рис. 1.23), захватні

ролики або гаки. ідеальної з цієї точки зору конструкцією є дворядні кулькові опорно-поворотні пристрої, у яких спирання на нові точки забезпечується задніми кульками нижнього ряду при самому незначному перекосі. Подібне спирання може бути досягнуто тільки при ретельному і точному виготовленні кулькових опорно-поворотних пристроїв на спеціалізованому підприємстві (наприклад, на Народному підприємстві кран будівництва, м Еберсвальде). Кулькові опорно-поворотні пристрої поступово витісняють рейкові кільця. Описані вище пристрої застосовують на всіх кранах на поворотній платформі, поворотних екскаваторах, отвалообразователями і різних перевантажувачах.

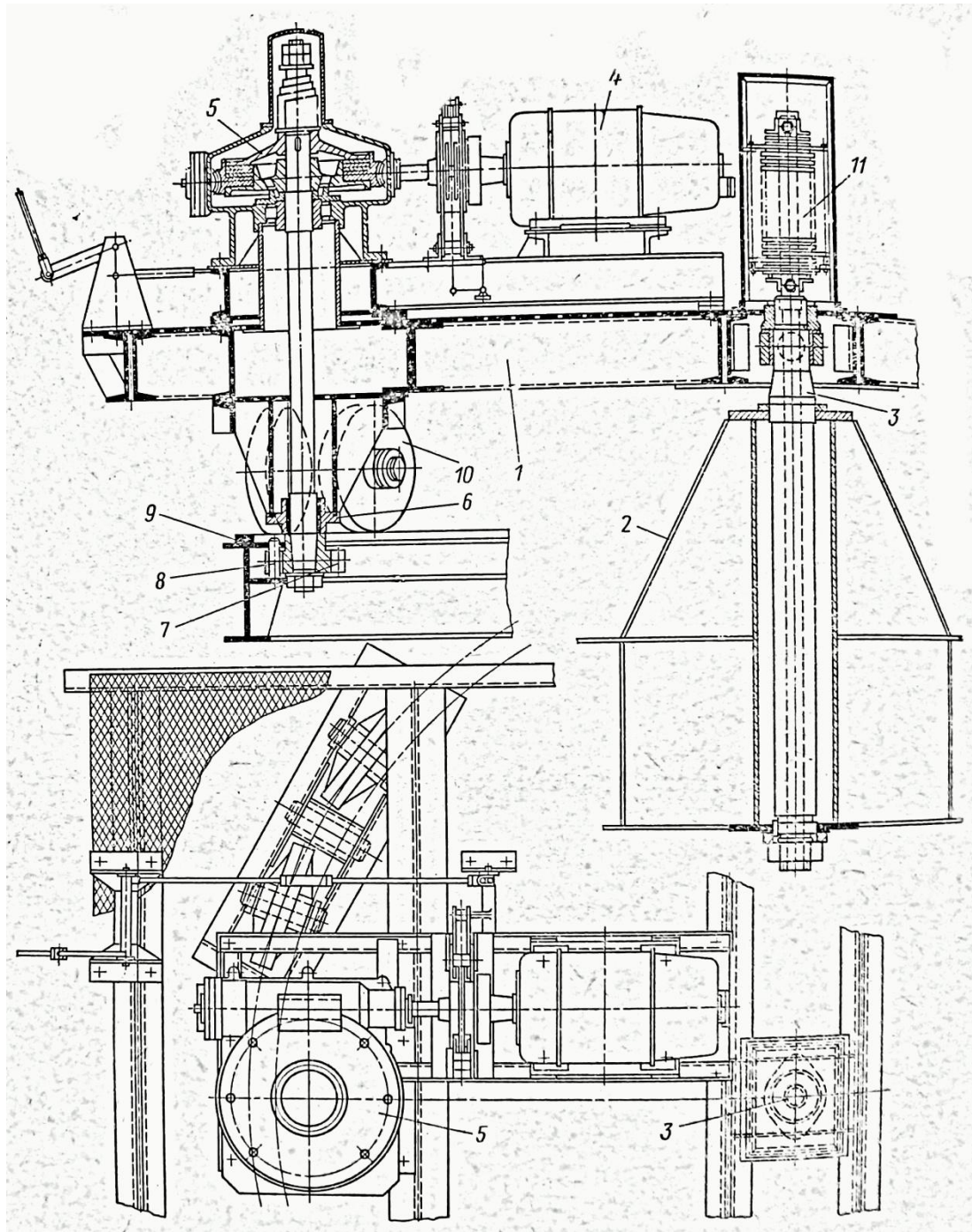
Опорно-поворотні пристрої з колоною використовують головним чином на поворотних кранах (стаціонарних на колоні і малодовідних), на кранах з шарнірнозчленованою стрілою і, як виняток, на баштових поворотних кранах. Таку схему спирання застосовують тільки для допоміжної стріли. Для цієї схеми характерна збільшена будівельна висота. На одному з екскаваторів були застосовані обидва опорно-поворотних пристрої, а саме з опертям верхньої допоміжної стріли на колону і розташуванням інших обертових частин машини на поворотній платформі.

Рейковий кільце з катками. Чотирьохточкові спирання верхньої поворотної частини на рейковий кільце, закріплене на ходовій візку, відбувається на чотири ковзанки, а при більш високих навантаженнях - на чотири балансирні візки (рис. 1.21) або на чотири системи балансирних візків. У двох останніх випадках кожна з чотирьох опорних точок впорається в плані з серединою осі шарніра балансирного візка або відповідного балансира. Горизонтальні осі котків розташовані радіально по відношенню до осі обертання поворотної частини. За таким же принципом встановлюють і балансирні візки, в яких осі котків не можуть бути паралельними (рис. 1.21).

Рейковий кільце може бути виконано або з цілої рейки, вигнутого в гарячому стані, кінці якого зварюються устик, або у вигляді зварної конструкції або сталевий вилки з обробленою робочою опорною

поверхнею. У двох останніх випадках рейковий кільце виготовляють за одне ціле з вінцем зубчастого або цевочного зачеплення, необхідного для обертання поворотної частини. Якщо рейковий кільце закріплено на балках рами нижньої візки, то воно являє собою вигнуту балку, що спирається на кілька точок і підвергаючих вигину і крученню. Для центрування поворотною частини і сприйняття діючих на неї горизонтальних сил служить закріплена на ходовій частині порожниста центральна цапфа, на якій встановлений підшипник поворотної платформи (рис. 1.21). В якості останнього застосовують радіально-завзятий підшипник, так як центральна цапфа повинна забезпечувати стійкість від перекидання поворотної частини, особливо щодо поворотних стрілових кранів. Тому на цапфі зверху передбачена різьблення з гайкою, що притискає своєї нижньої поверхнею підшипник і утримує його в осьовому напрямку. При цьому можливі два випадки, коли на рейковий кільце спираються, наприклад, тільки передні катки, а нижні трохи підняті, і навпаки. Саме рейковий кільце може сприймати тільки осьові зусилля, спрямовані вниз.

В даний час опорний пристрій з рейковим кільцем і катками не має першорядного значення; воно ще застосовується в основному на універсальних і одноківшових екскаваторах і на таких великих машинах, для яких недостатні загальноприйняті розміри кулькових опорно-поворотних пристроїв. Розрахунок рейкового кільця необхідно пояснити на прикладі крана на поворотній платформі зі зміною вильоту стріли.

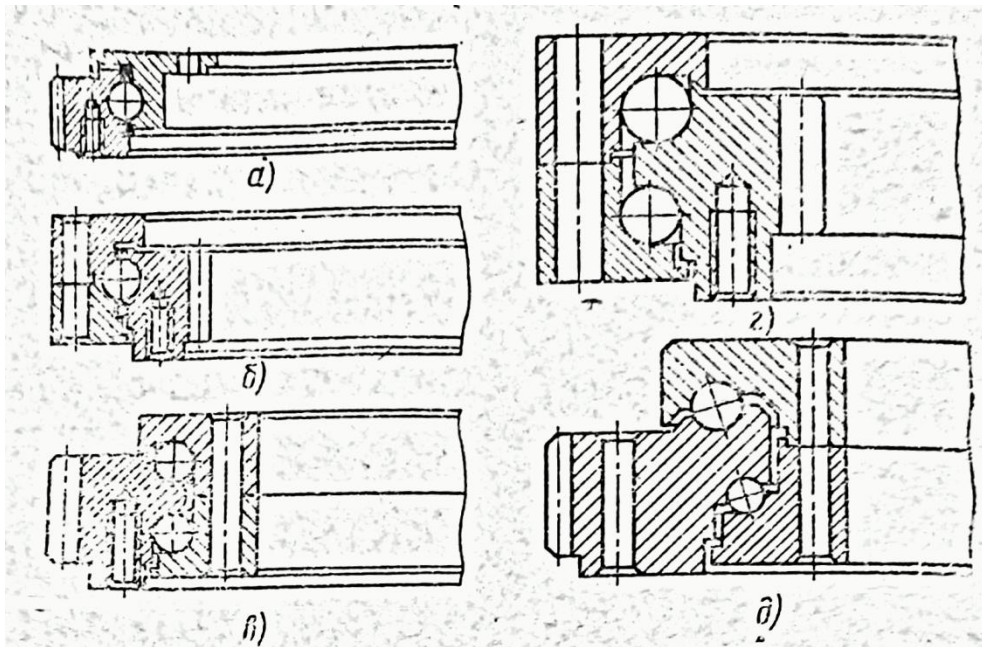


1 - поворотна платформа; 2 - металоконструкція ходового візка; 3 - центральна цапфа; 4 - ЕД механізму повороту; 5 - черв'ячна передача; 6 - нижній підшипник вала шестерні; 7 - цевочного шестерня; 8 - вінець цевочного зачеплення; 9 - рейковий коло; 10 - катки; 11 - кільцевий струмознімач

Малюнок 1.21 - Механізм повороту з рейковим колом

Кулькові опорно-поворотні пристрої. Кулькове опорно-поворотний пристрій в найпростішому вигляді являє собою завзятий підшипник, який може сприймати при повільному обертанні значні навантаження, в тому числі ексцентричні.

Одно- і дворядні пристрою конструкції металургійного заводу Роті Ерде (рис. 1.22) можуть сприймати перекидні моменти. На цьому малюнку також показано кульковий дворядний опорно-поворотний пристрій. При розробці кулькових опорно-поворотних пристроїв був використаний досвід виготовлення шарикопідшипників.



а - г - конструкції металургійного заводу Роті Ерде Дортмунд;

д - дворядне кулькове ОПУ

Малюнок 1.22 - Кулькові ОПУ

Робочі поверхні профільованих сталевих кілець піддаються поверхневому загартуванню, рівномірний розподіл прецизійних кульок по доріжці кочення забезпечується сепараторами з більш м'якої сталі або бронзи. Два кільця верхнього кола катання з'єднані між собою і з поворотною платформою прізонніе болтами. Нижній коло катання, забезпечений зубами зовнішнього або внутрішнього зачеплення, закріплений болтами на ходовій

візку. Для установки як нижнього, так і верхнього кола катання необхідна точно оброблена по площині поверхню і невіддатлива балочна рама або кільцева балка. Тільки за такої умови можливо правильний розподіл сил на все кульки, від якого залежить нормальна робота і експлуатаційна надійність пристрою. Центрування кулькового опорно-поворотного пристрою щодо сполучених конструкцій здійснюється або прізонніе болтами, або за допомогою кільцевих виточок або центруючих заплічок. Найбільш відомий завод-виготовлювач цих пристроїв - металургійний завод Роті Ерде - крім того, випускає від одно- до трьохрядний шарикопідшипників з укладеними в канавки дротами.

За останні два десятиліття намітилася тенденція широкого застосування кулькових опорно-поворотних пристроїв в підйомно-транспортних машинах.

Переваги кулькового опорно-поворотного пристрою наступні:

1. Єдина конструкція всього пристрою, яка у вигляді готового вузла може поставлятися спеціалізованими підприємствами.

2. Простота монтажу в поєднанні з точністю центрування, що виключає неточності монтажу, невисока вимогливість технічного обслуговування і невеликий знос.

3. Невеликий діаметр кола забезпечує іноді компактну конструкцію машини. Завдяки малої будівельної висоті забезпечується більш низьке положення центру мас машини. Мала будівельна висота важлива особливо для залізничних кранів. Зменшення розмірів кулькового опорно-поворотного пристрою пояснюється розподілом навантаження на більше число тіл кочення і кращим використанням бігової доріжки для передачі навантаження в порівнянні з рейковим кільцем. Габаритні розміри кулькового опорно-поворотного пристрою визначає завод-виготовлювач.

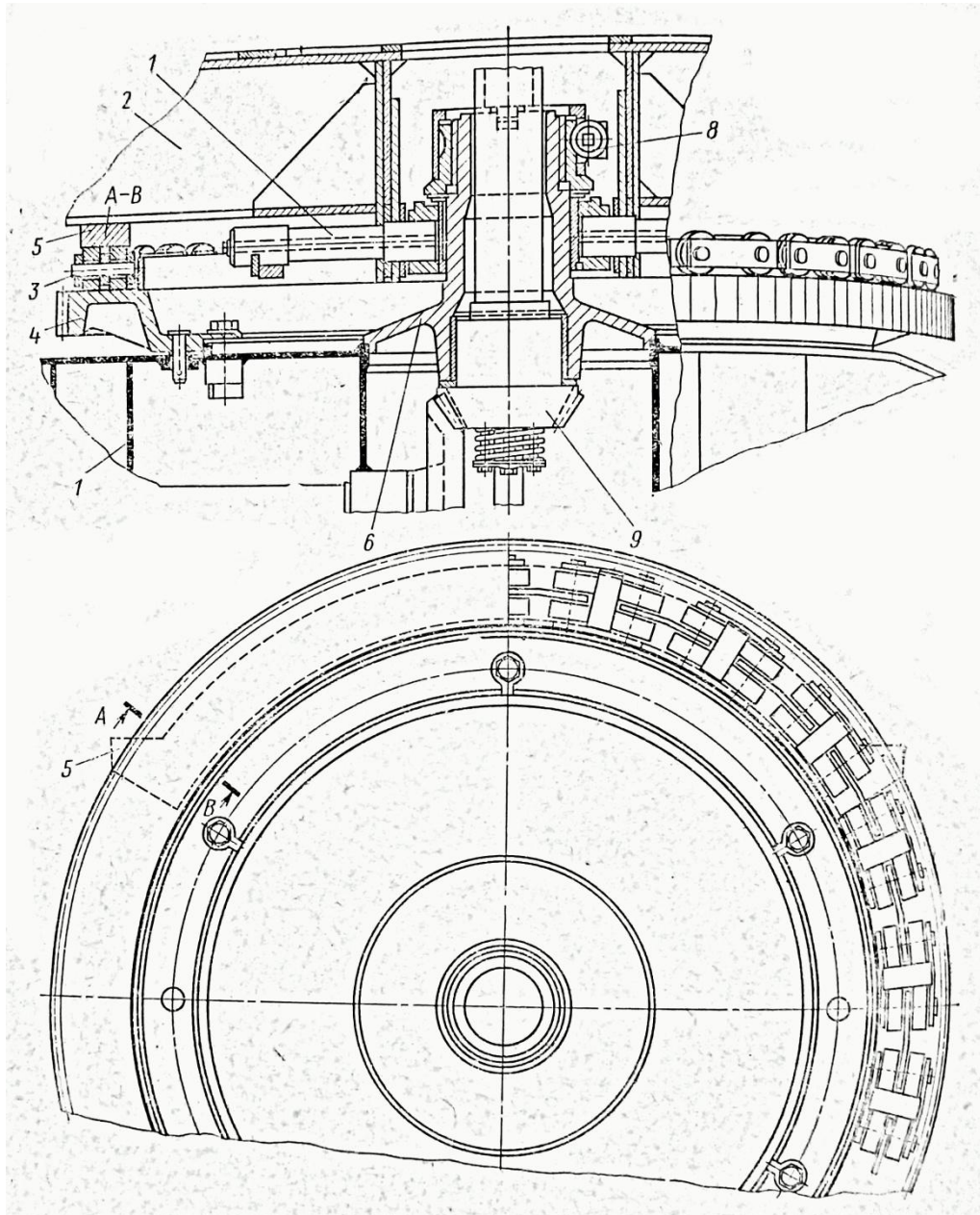
4. На кульковому опорно-поворотному пристрої двостороннього дії рівнодіюча всіх навантажень може виходити за межі контуру, обмеженого колом катання кульок, по обидві його сторони, т. Е. Можуть сприйматися

перекидні моменти, що діють в різних напрямках. На рейкових кільцях для таких випадків необхідні спеціальні пристрої.

5. Внутрішній простір кулькового опорно-поворотного пристрою можна використовувати в якості проходу і для струмопідводу.

Багатороликові опорно-поворотні пристрої. Ці пристрої можна розглядати як однорядні кулькові опорно-поворотні пристрої. Замість кульок в них використовують ролики однакового діаметра, обкатувати між двома круговими рейками, один з яких закріплений на нижній візку, а інший - на поворотній платформі (рис. 1.23). Частота обертання осей роликів навколо осі обертання поворотної платформи вдвічі менше, ніж у останньої. Сепаратор замінений пластинками або центруючою зіркою з радіальними осями роликів. Таким чином, теоретично немає причин для виникнення тертя на осях.

Стійкість поворотної платформи при відхиленні рівнодіюча навантажень забезпечується центральною цапфою, яка одночасно служить для центрування і сприйняття горизонтальних сил. При значному ексцентриситеті навантаження, що виникає на роликовому опорно-поворотному пристрої внаслідок дії сил або противаги, не всі ролики рівномірно сприймають навантаження. Передні ролики, т. Е. З боку стріли, або задні сприймають найбільше навантаження, в той час як бічні ролики залишаються не навантаженими. Тому верхній кругової рейок замінюють двома дугоподібними сегментами з похилими біговими поверхнями. При цьому бічні ролики не навантажуються, і в результаті забезпечується надійне обпирання на передні або задні ролики (рис. 1.23). При розгляді поверхні контакту ролика з кільцевих рейкою встановлено, що обкатування відбувається тільки по середній частині ролика. В інших точках радіальної лінії контакту ролика з рейкою обкатування супроводжується ковзанням по колу. Цей недолік можна усунути застосуванням конічних роликів. Однак подібне ковзання не приводить до підвищеного зносу. В цьому відношенні циліндричні ролики краще конічних.



1 - ходовий візок; 2 - опорна платформа поворотної частини; 3 - багатороликів обійм; 4 - зубчастий вінець; 5 - сегмент рейкового кола; 6 - центральна цапфа; 7 - карданний шарнір; 8 - черв'ячний механізм; 9 - механізм приводу головного ходового валу

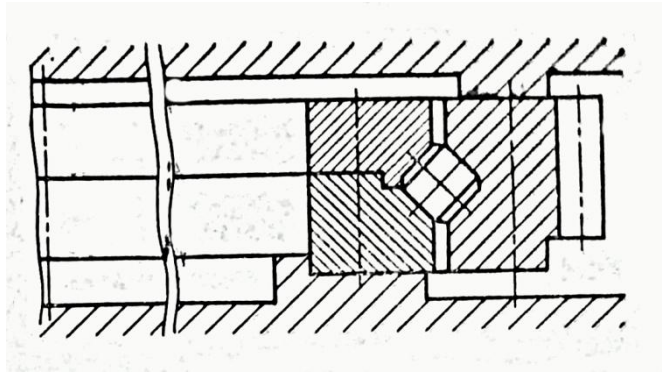
Малюнок 1.23 - багатороликів ОПП з центральної цапфою

При застосуванні багатороликів опорно-поворотного пристрою будівельна висота машини виходить менше в порівнянні з висотою машини, що має катки на кільцевому рейці. Однак багатороликів пристрій

поступається в цьому відношенні кулькового опорно-поворотного пристрою, що має менший діаметр.

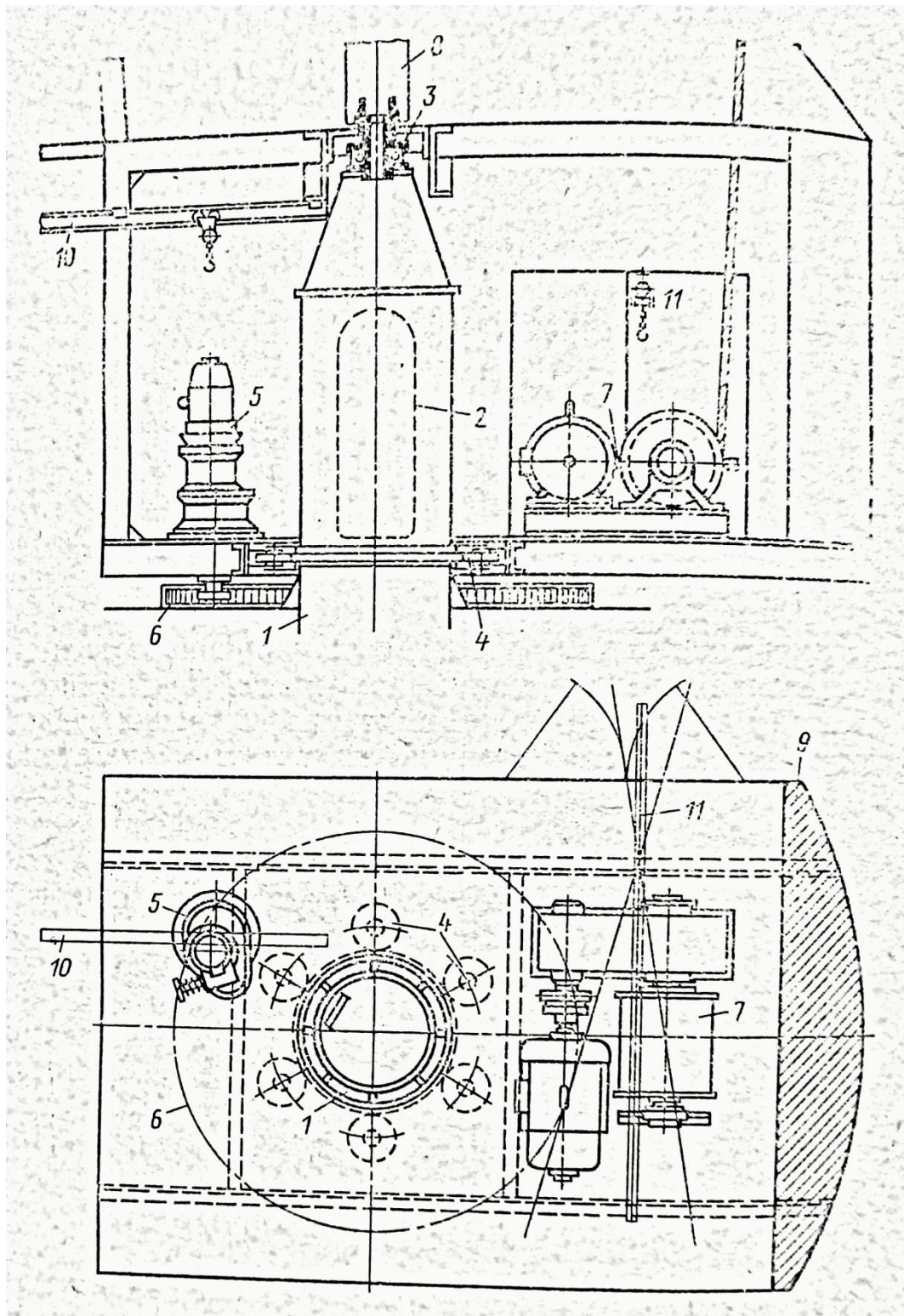
Багатороликовий опорно-поворотний пристрій не володіє достатньою надійністю при невиконанні його роликів одного діаметра. В цьому випадку ролики більшого діаметра сприймають все навантаження і в результаті втрачають свою циліндричну форму при експлуатації.

У Франції та Англії замість дворядних кулькових опорно-поворотних пристроїв застосовують багатороликові опорно-поворотні пристрої двостороннього дії (рис. 1.24). Осі непарних роликів нахилені в них під кутом 45° , а парних - 135° .



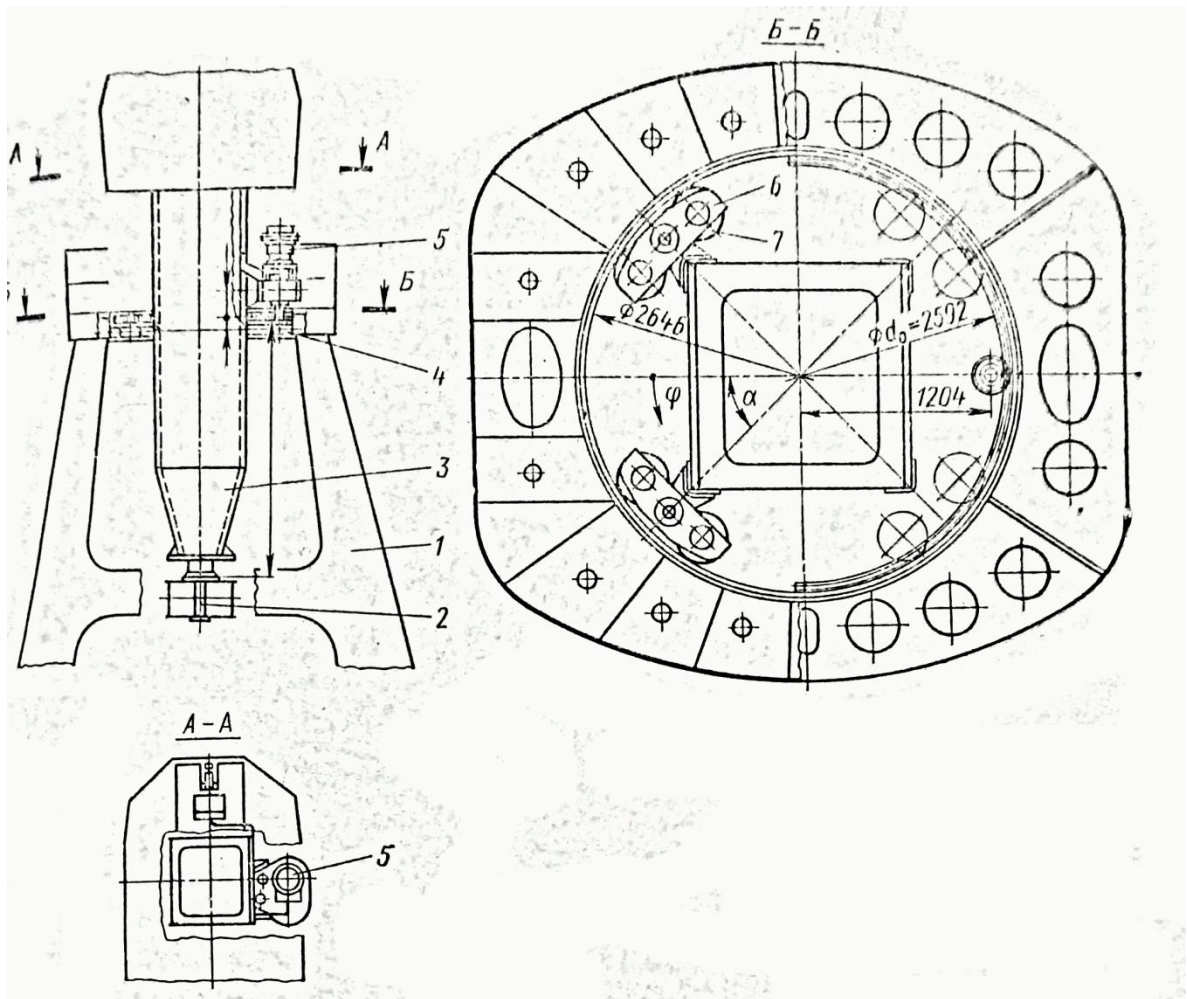
Малюнок 1.24 - Сталій роликове однорядне ОПУ проти перекидання

Опорно-поворотні пристрої з колоною. Розглянемо вертикальну нерухому колону, навколо осі за якою обертається поворотна частина (рис. 1.25). позацентро рівнодіюча вертикальних сил, що діють на поворотну платформу, викликає в Самоустановлювальні підшипнику, закріпленому на цапфі колони, рівну їй і спрямовану вгору опорну реакцію. Таким чином, виникла пару сил врівноважує інша пара. Вона складається з двох однакових за значенням і протилежно спрямованих горизонтальних опорних сил.



1 - колона; 2 - вхід в кабінку для механізмів; 3 - верхній завзятий підшипник; 4 - колеса; 5 - привід механізму повороту; 6 - вінець цевочного зачеплення; 7 - механізм підйому блокової конструкції; 8 - кільцевої струмоznімач; 9 - противагу; 10 - монтажна кран-балка; 11 - монтажний кран

Малюнок 1.25 - Поворотний кран на нерухомій колоні, встановленої в порталі



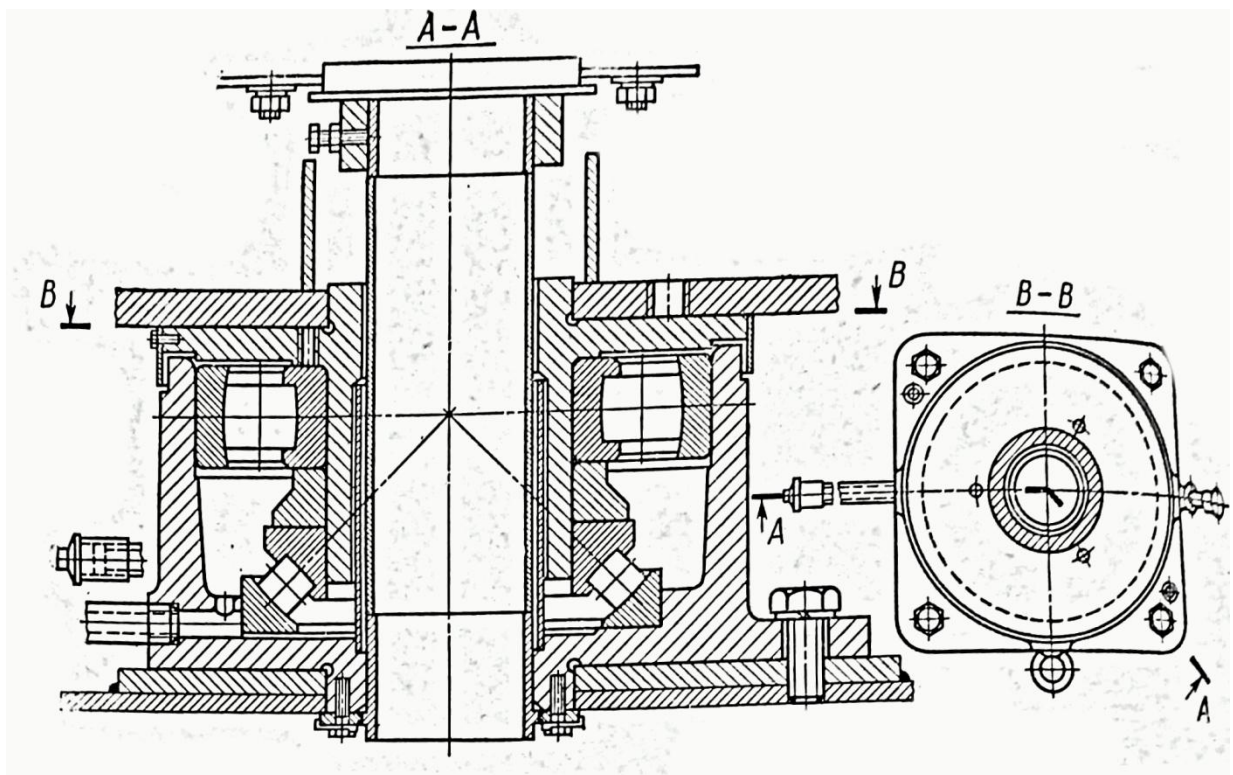
1 - металоко́нструкція порталу; 2 - поперечна балка порталу; 3 - коло́на поворотно́ї частини; 4 - опорно́ї кільце; 5 - ЕД механізму повороту; 6 – баланси́рний візок; 7 - опорні ро́лики

Малюнок 1.26 - Поворотний стріловий кран блокової ко́нструкції на коло́ні

верхню силу сприймає зазначений вище підшипник, а нижню - радіальний підшипник на коло́ні. Роль сферичного підшипника кочення при цьому може виконувати завзятий підшипник зі сферичним роликотпідшипником. При цьому необхідно виконати умову, щоб сфера опори напологливої підшипника мала загальний центр зі сферичною доріжкою кочення сферичного роликотпідшипника (рис. 1.27). Навколо цього центру поворотна платформа може трохи захитався. Через виконання коло́ни розширеної донизу у вигляді піраміди або конуса радіальний підшипник повинен мати великий діаметр. Тому його замінюють системою

горизонтально розташованих роликів, обкатувати по опорному кільцю з циліндричною поверхнею катання. При циліндричній колоні опорне кільце закріплено на ній, а осі роликів встановлені на поворотній платформі (рис. 1.25); при пірамідальній гранчастій колоні ці елементи встановлені навпаки. Такі крани можуть працювати навіть при невеликому нахилі колони, що має місце на плавучих і суднових кранах з хитається стрілою.

Другий тип конструкції з обертової колоною блочною виконання працює подібним чином; тільки сферичний підшипник (рис. 1.26 і 1.27) розташований в підставі колони. Опорне кільце встановлено вгорі і жорстко закріплено на рамі порталу. В цьому випадку колона має коробчасту форму. Стріла шарнірно підвішена безпосередньо до колони, відсік для механізмів жорстко прикріплений до останньої. При такій конструкції колона відчуває більш сприятливий вплив навантажень, так як основні сили діють в площині її симетрії.

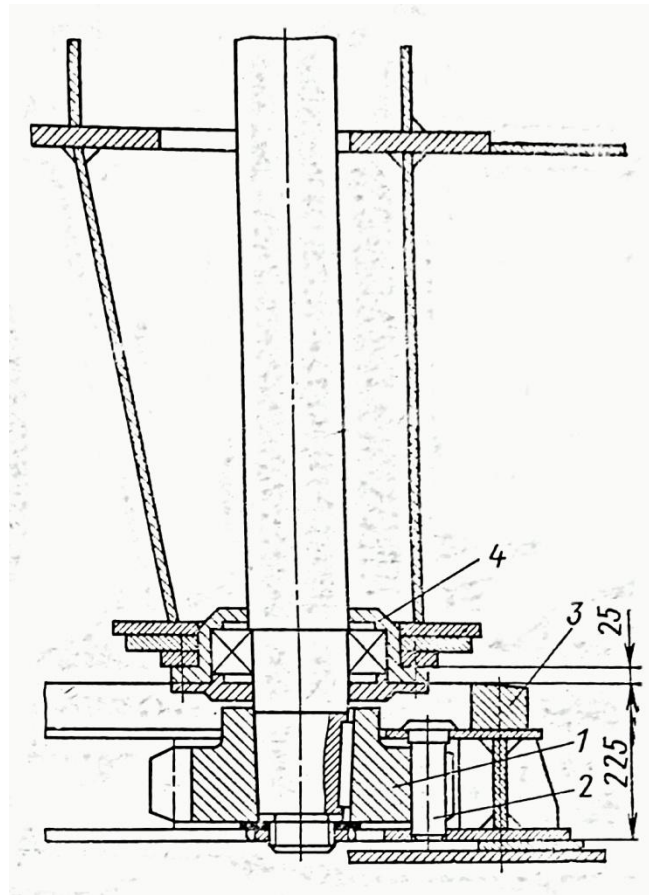


Малюнок 1.27 - Радіально-упорний підшипник поворотного крана блокової конструкції на колоні

3.3 Приводи механізмів повороту і їх конструкції

3.3.1 Механізм повороту з механічним приводом

Схеми приводу механізму повороту досить одноманітно і не залежать від способу обпирання поворотної частини. Їх характерною конструктивним елементом є виконане за одне ціле з зубчастим вінцем рейковий кільце або нижнє кільце кулькового або роликового опорно-поворотного пристрою (рис. 1.22, 1.23). Рейковий кільце може бути виконано також з вінцем цевочного зачеплення, при якому не потрібні малі допуски на виготовлення, як при евольвентного зачеплення (рис. 1.28). Щоб уникнути надмірного бічного зазору при такому зачепленні цівкові пальці, зношуються тільки по боковій поверхні, встановлені з можливістю повороту на 90°. З точки зору експлуатації неважливо, чи має зубчастий або цівковий вінець зовнішнє або внутрішнє зачеплення, вибір виду якого визначається тільки наявністю вільного місця на поворотній платформі для монтажу редуктора і двигуна. Цівковий або зубчастий вінець, який встановлюється окремо від опорного кільця, слід розглядати як спеціальне виконання. При кутах повороту менших 360° вінці можна замінити сегментами. У зачеплення із зубчастим вінцем входить консольнозакріплена на вертикальному валу шестерня. При необхідності шестерню виконують за одне ціле з валом [Шеф].

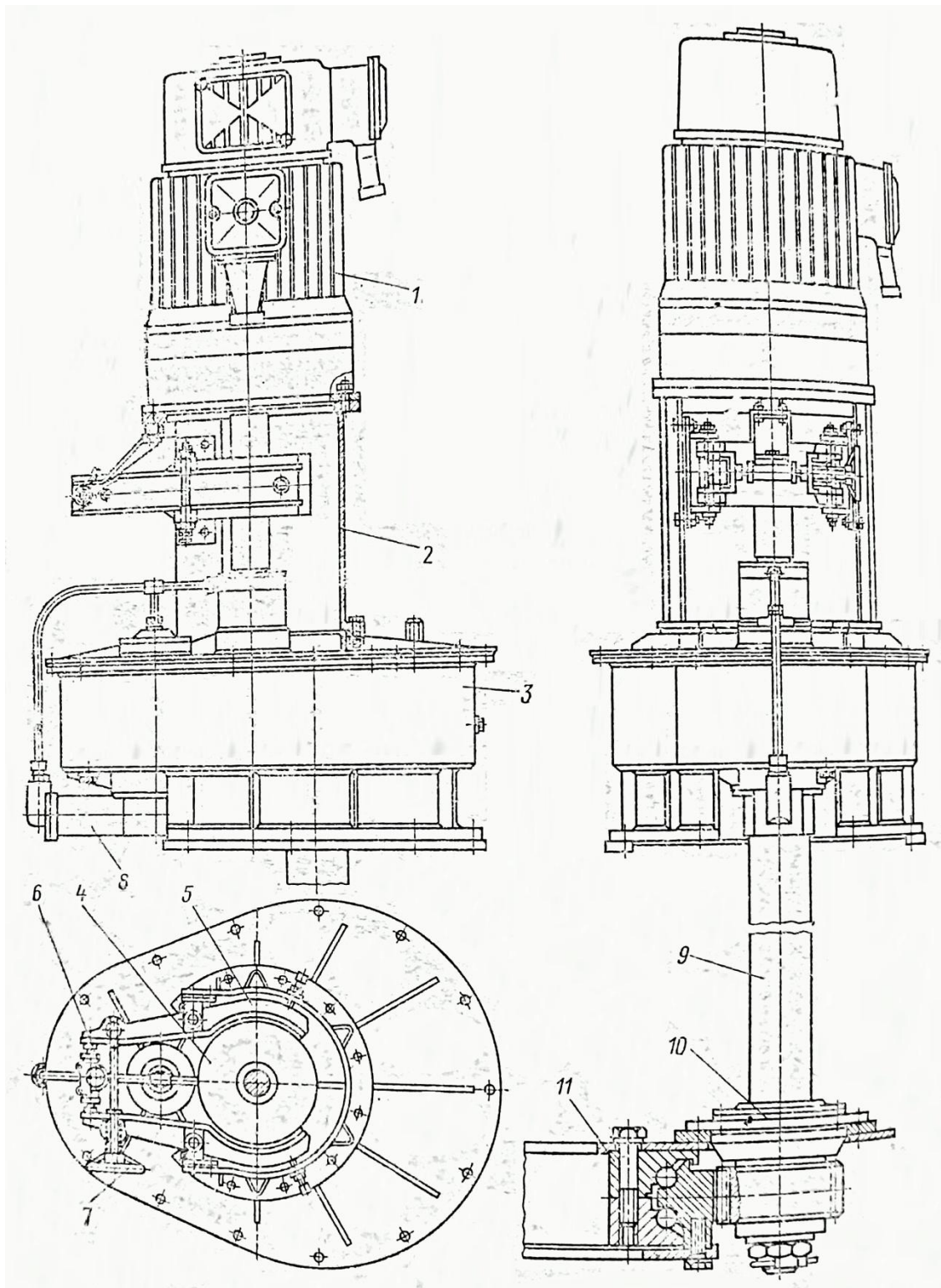


1 – цевочна шестерня; 2 - цівковий вінець; 3 - рейковий кільце; 4 - корпус підшипника

Малюнок 1.28 - Рейкове кільце з вінцем цевочного зачеплення

Механізм повороту з індивідуальним електричним приводом. Частота обертання валу двигуна за допомогою редуктора знижується до необхідної частоти обертання валу-шестерні. Існують наступні схеми такого приводу.

1. Вертикальний електродвигун за допомогою опорної приставки, в якій розташований гальмо механізму повороту, закріплений фланцем на редукторі з циліндричними горизонтально розташованими зубчастими передачами (рис. 1.29). Фланцеве електродвигун з вбудованим гальмом може бути встановлений безпосередньо на редукторі. Корпус редуктора має горизонтальну площину роз'єму. З'єднання двох частин корпусу повинно забезпечувати передачу бічних зусиль. На кранах великої вантажопідйомності і кар'єрних машинах встановлюють два або більше розташованих один навпроти іншого приводу механізму повороту.



1 вертикальний фланцевий ЕД; 2 - опорна приставка; 3 - редуктор; 4 - муфта з гальмівним шківом; 5 - гальмівні колодки; 6 - гідравлічний гальмівний циліндр; 7 - маховичок стопоріння гальма; 8 - насос для мастила; 9 - вертикальний вал з шестернею; 10 - фланцеве підшипник; 11 - кулькове ОПУ

Малюнок 1.29 - Привод механізму повороту з циліндричним редуктором і вертикальним електродвигуном

2. Якщо привід здійснюється від електродвигуна з горизонтальним валом, то необхідна установка пари конічних зубчастих коліс.

3. Раніше в механізмах повороту широко застосовувалися закриті черв'ячні передачі (рис. 1.30). Однак в цих передачах часто спостерігалось самоторможіння, тому між черв'ячним валом-шестернею встановлювали підпружинену фрикційну муфту (рис. 1.21). Жорстке з'єднання неприпустимо, тому що більша кінетична енергія обертається поворотної частини при раптовому Самогальмування створює високі інерційні навантаження. Зовнішня фрикційна муфта без змащення краще змащувати внутрішньої муфти, так як в останній після тривалої перерви в роботі збільшується коефіцієнт тертя. В даний час в нових машинах цю конструкцію застосовують рідко, так як перевага віддається схемою приводу, зазначеної в п. 1 як більш компактною.

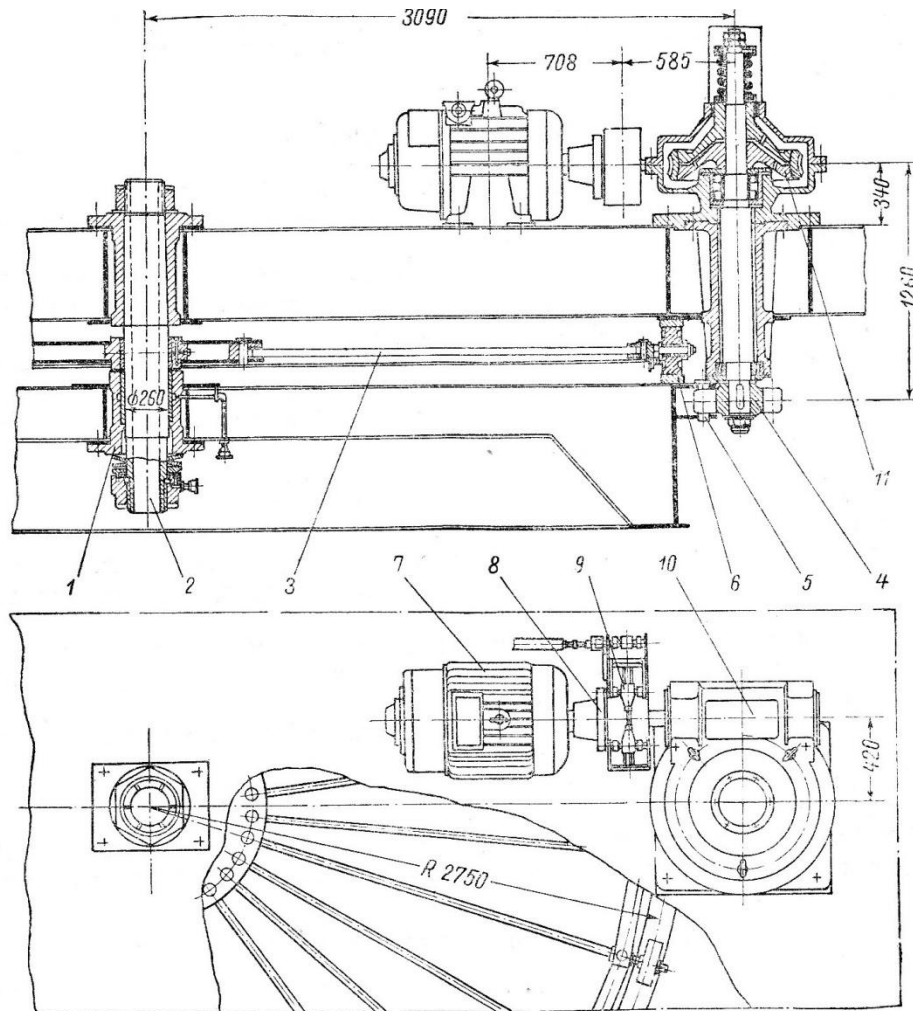
У всіх схемах приводу необхідна правильна установка вертикального валу-шестерні. При цьому розрізняють два способи установки.

1. З урахуванням значних бічних зусиль нижній підшипник валу-шестерні зміщений як можна ближче до шестерні, яка встановлюється в трубчастому виступі корпусу редуктора (рис. 1.26), верхній підшипник встановлений в корпусі редуктора. У конструкціях з кільцевих опорно-поворотним пристроєм діючі на корпус бічні зусилля сприймаються не кріпильними болтами, а поворотною платформою завдяки її центрування.

2. Нижній, окремо встановлений фланцевий підшипник і корпус редуктора з верхнім підшипником змонтовані на несучої конструкції поворотної платформи (рис. 1.29). Установка цих елементів вимагає їх точного спільного центрування на платформі, яке забезпечується обробкою обох отворів в одну операцію. При цьому слід мати на увазі, що привід при демонтажі знімають в напрямку вгору.

Механізм повороту з центральним приводом. У приводний механізм, постійно з'єднаний з двигуном, вбудований горизонтальний вал механізму повороту з реверсивної конічної зубчастої передачею. Кожне вертикальне

конічне колесо зубчастої передачі забезпечено зчипний фрикційною муфтою, причому одна з них служить гальмівним шківом. При цьому горизонтальне конічне колесо може обертати вертикальний вал-шестерню в обох напрямках.



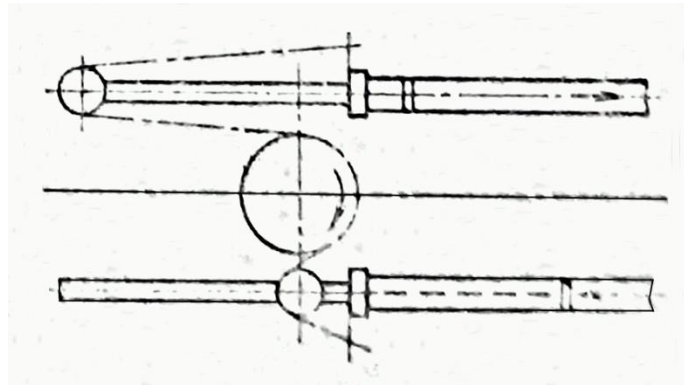
1 - направляючий підшипник центральної осі; 2 - центральна вісь; 3 - вісь сепаратора; 4 - цевочного зірочка; 5 - цівка; 6 - конічний ролик; 7 - ЕД; 8 - гальмівна муфта; 9 - гальмо; 10 - черв'ячний редуктор; 11 - муфта граничного моменту

Малюнок 1.30 - Опорний пристрій і механізм повороту 10-ти тонного порталного крана

3.3.2 Механізм повороту з гідроприводом

При електрогідравлічного приводу реверсивний гідравлічний двигун з'єднаний з вертикальним валом-шестернею або через циліндричний редуктор. В іншій конструкції з горизонтальним розташуванням гідроциліндрів (рис. 1.31) обертальний рух на вал-шестерню передає з'єднаний зі штоками циліндрів і перекинутий через блок канат або ланцюг.

Механізми повороту також можна віднести до механізмів, що заслуговує увагу з точки зору уніфікації.



Малюнок 1.31 - Схема запасування каната приводу механізму повороту з двома симетрично розташованими гідроциліндрами

1.4 Обґрунтування напрямків досліджень щодо вдосконалення опорно-поворотних пристроїв і приводів

Опорно-поворотний пристрій визначає конструкцію всього поворотного крана. В якості опорних пристроїв поворотних платформ застосовуються колеса, катки, кулі або ролики, які котяться по круговому рейці або жолобах кілець. Для забезпечення надійної роботи колісної системи опорно-поворотних пристроїв необхідна їх хороша центрування відносно осі обертання крана. Для полегшення центрування на деяких кранах застосовується конструкція візків з вертикальними шарнірами і тягами, які допускають легку регулювання положення коліс в плані [Брауде].

Конічні колеса при відповідній центрівці на початку експлуатації прослизують по рейці значно менше циліндричних. Однак у зв'язку з нерівномірним зносом колеса і рейки з плином часу первісна регулювання порушується.

Суттєва перевага колісних опор - простота їх конструкції і обслуговування. Досвід експлуатації свідчить про те, що бронзові втулки в колесах кранівниками змащуються недостатньо регулярно. В результаті виникають відмови, викликані передчасним зносом і заїданням втулок. Для підвищення працездатності доцільно в колесах встановлювати підшипники кочення, що вимагають рідкісної мастила.

На ряді кранів застосовуються багатокаткові опори, використання яких дозволяє зменшити діаметр кругової рейки і знизити навантаження на окремі катки. Застосовуються конічні і циліндричні катки. Останні забезпечуються одно- і двосторонніми ребордами. Конічні катки за умови їх хорошого центрування досить надійні. Циліндричним ковзанок в зв'язку з неминучим проковзуванням по рейці властивий знос ободу і реборд. Були зафіксовані випадки підрізу і поломок реборд.

Для підвищення надійності опори з циліндричними Одноребордні катками доцільно сепаратор Каткової обойми з'єднувати тягами з центральної цапфою. Недоліком багатокаткових опор є їх складність в порівнянні з колісними опорами, що негативно позначається на надійності всього опорно-поворотного пристрою.

Високі контактні напруги, що виникають між катками і рейкою, призводять до лушення поверхонь котків і розкочування рейки. Для підвищення довговічності коліс і ковзанок необхідна термічна обробка їх поверхонь.

Поверхневий зміцнений шар повинен бути не тільки досить твердий ($HV > 200-300$), але мати глиби ну більше 15 мм. Для коліс малого діаметра це досягається об'ємною загартуванням з наступним відпуском. Хороші результати досягаються при сорбітизації коліс [41 Спіцина].

Досвід експлуатації свідчить про недостатню надійності зварного з'єднання кругового рейки з опорним барабаном або поворотною платформою. Зазвичай в зварних швах з'являються тріщини. Це пояснюється зазорами між рейкою і підшвою фундаменту, в зв'язку з чим вся вертикальна навантаження сприймається швами. Більш надійно кріплення рейки на болтах. При цьому повинно бути забезпечено гарний стопоріння гайок і болтів.

При колісних і коткових опорах для центрування поворотною частини і захисту від перекидання в разі виникнення аварійних навантажень застосовуються центральні цапфи. Центральна цапфа повинна бути надійно закріплена в поворотній платформі і опорному барабані. Відомі випадки розхитування центральної цапфи в зв'язку з недостатньо щільною посадкою її в гніздах опорних барабанів. Для пом'якшення ударних навантажень на поворотну частину корисно встановлювати тарілчасті пружини між поворотною платформою і верхньої гайкою центральної цапфи [Брауде].

Для запобігання защемлення центральної цапфи, яке може виникнути при зміні вантажного моменту, слід допускати збільшені зазори в бронзовій втулці поворотної платформи або застосовувати хитну траверсу, вісь кочення якої розташована перпендикулярно стрілі [19Ерофеев].

Кульові і роликові опорні пристрої можуть бути утримують і неутримуючими.

Для надійної роботи цих пристроїв необхідна підвищена жорсткість конструкцій, до яких кріпляться жолоби кільця. Навіть невеликі спотворення форми кілець можуть привести до швидких зносу і відмов. Цим, а також недостатньою твердістю робочих поверхонь пояснюється недовговічність кульових погонів кранів «Абус» (випуск 1959-1963 рр.). Вельми важливо забезпечити хорошу, регулярно змінювати мастило кульових і роликових погонів, а також захист від забруднення. Перед пуском в експлуатацію потрібно обкатка кульового погона за спеціальною програмою [19 Єрофеев].

В останні роки часто на порталних і плавучих кранах стали застосовуватися обертаються і нерухомі колони. Використання такої системи опорно-поворотних пристроїв дозволяє знизити власну вагу крана і забезпечує надійне з'єднання поворотною і неповотною частин крана.

Поворотна колона крана спирається на підшипник, закріплений на порталі. Цей підшипник сприймає весь вага крана. Відомі численні випадки тривалих відмов кранів «Ганц» викликаних виходом з ладу наполегливої підшипника колони.

Як показали дослідження П. А. Самойловича і А. А. Вальтера, ці поломки були викликані, з одного боку, незадовільною регулюванням положення колони та її нижньої цапфи і, з іншого боку, конструктивними недоліками системи самоустановки наполегливої підшипника. Переробка вузла наполегливої підшипника з заміною сфероконічним роликового підшипника стандартним кульковим наполегливим підшипником на гумовій підкладці дали позитивні результати.

Перекидний момент сприймається радіальними опорами, розташованими в нижній і середній частинах колони. Верхні радіальні опори, що складаються з бочкоподібних роликів, обкатуються по круговому рейці, і повинні забезпечуватися пристосуваннями для регулювання положення колони. Для цієї мети катки зазвичай насаджують на осі з ексцентричними втулками. Поворотом втулок регулюється положення колони. У кранах на нерухомій колоні поворотна частина спирається на верхню частину колони через радіальний і завзятий підшипники, що сприймають горизонтальні і вертикальні навантаження. Горизонтальні навантаження передаються на нижню частину колони через катки. Надійна робота опорних пристроїв, так само як і в попередньому випадку, забезпечується хорошою регулюванням і самоцентруванням поворотної частини.

Механізм повороту порталного або плавучого кранів складається зазвичай з електродвигуна, з'єданого муфтою з редуктором, який передає крутний момент на шестерню вертикального валу. Шестерня знаходиться в

зачепленні з зубчастим або цевочного вінцем, покладеним на опорному барабані. Механізм забезпечується зазвичай відкритим гальмом і захисним фрикціоном. На сучасних кранах застосовуються черв'ячні, циліндричні і Циліндроконичні редуктори.

Найважливішою умовою безвідмовної роботи механізму повороту є його надійне кріплення на поворотній платформі. Відомий ряд поломок зубчастих передач і валів на кранах «Ганц» ранніх випусків, викликаних розхитування вертикального валу механізму. Вертикальні вали повинні бути укладені в досить міцний сталевий стакан, закріплений в посадочних гніздах в верхньому і нижньому листах платформи. Корпуси редукторів крім болтового кріплення до платформи повинні бути зафіксовані спеціальними листами або платік для запобігання бічних переміщень.

Застосовувані на ряді кранів блокові механізми з вертикальним електродвигуном гарантують дуже точне взаємне розташування вузлів. Це сприяє підвищенню їх надійності. Навіть в добре закріплених механізмах обертання деяких кранів часто відбуваються поломки вертикальних валів і зубчастих передач.

Як уже зазначалося, навантаження на механізм повороту визначаються в першу чергу рівнем динамічних навантажень. У зв'язку з цим працездатність вузлів і деталей механізму повороту можна підвищити комплексом заходів, розрахованим на зниження навантажень, що виникають в періоди несталого руху. З цієї точки зору вельми важливо, щоб процес розгону двигуна був автоматизований.

Випробування, проведені на крані «Кіровоць» показали ефективність застосування автоматизованого пуску. Зі збільшенням витримки часу між виведенням пускових опорів знижується рівень навантажень. Одночасно зростає час пуску.

Пускові реле слід регулювати так, щоб середні прискорення поворотної частини при середньому вильоті з вантажем в безвітряну погоду становили не більше 2,0-4,0 град / с 2.

На механізмах повороту зазвичай встановлюються відкриті колодкові гальма. Управління здійснюється педаллю з кабіни кранівника. На крані «Кіровоць» були проведені випробування трьох типів передач від педалі до колодок гальма.

Як пружний ланки в системі управління гальма була застосована пружина. У гідроциліндрі гальма було встановлено дроселює. Обидва ці заходи дозволили збільшити час наростання гальмівного моменту, що, в свою чергу, сприяло зниженню динамічних навантажень при гальмуванні.

На механізмах повороту різних порталних і плавучих кранів застосовуються фрикційні муфти граничного моменту. Основне призначення цих муфт - захист механізму повороту від перевантажень. Досвід експлуатації свідчить про те, що в ряді випадків фрикціони працюють ненадійно, часто не спрацьовують при підвищенні навантажень на механізм [Брауде].

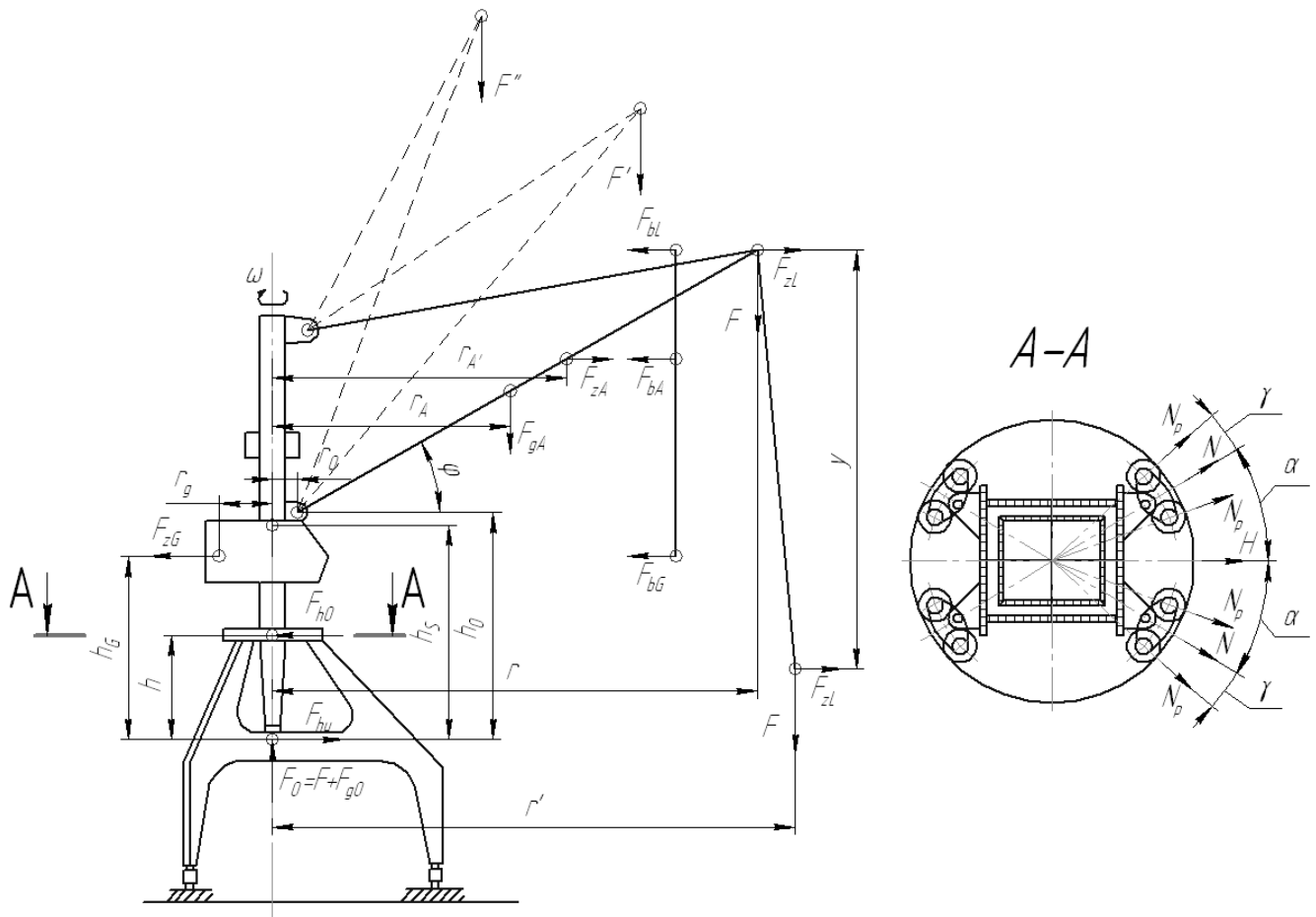
Навантаження на механізм повороту можуть бути знижені шляхом установки попередньо напружених пружинних амортизаторів [44Цехновіч]. Останні можуть бути розміщені всередині зубчастих коліс або в спеціальних склянках на штоках, що з'єднують корпус редуктора з поворотною частиною крана [19Ерофеев].

Для зниження динамічних навантажень на механізм повороту можуть застосовуватися спеціальні об'ємні гідропередачі, що складаються з насоса і гідродвигуна. Маємо приклади застосування турбомуфти або турботрансформатори. У поєднанні з короткозамкненим електродвигуном гідропередачі забезпечують плавний розгін і гальмування, а також регулювання швидкості повороту крана. Можливе застосування також дробемуфт, що знижують навантаження в періоди пуску і гальмування. Так само як і в механізмі зміни вильоту, навантаження можуть бути зменшені шляхом застосування заспокоювачів розгойдування вантажу.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КРАНА З ОБЕРТОВИМ КОЛОНІЙ

4.1 Складання розрахункової схеми на прикладі портального крана КПП

16/20 / 32-36 / 28/20 ... 8



Малюнок 2.1 - Схема сил, що діють в поворотному крані з обертової колоною

4.2 Дослідження горизонтальних, вертикальних навантажень і моментів, що діють щодо осі повороту в залежності від $n, Q_{гр}, r$

Таблиця 2.1 - Вантажопідйомність і частота обертання в залежності від вильоту стріли

Виліт стріли r , м	Вантажопідйомність, $TQ_{гр}$	Частота обертання n , хв-1
20	32	1,2
28	20	1,4
36	16	1,59

Таблиця 2.2 - Маса основних частин крана

Найменування	m_i, F_{gi} , кН	r_i , м
Стріла А (канатні блоки з підшипниками проти вагу G	164	12, 10, 8
Колона S (приміщення для механізму підйому)	383	0,27
В сумі	959	

Вихідні дані: кут установки стріли $\varphi = 45^\circ, 55^\circ, 65^\circ$; відстань між верхньою і нижньою опорами по вертикалі; відстань кореневого шарніра стріли від осі повороту $r_0 = 1,9$ м; висота кореневого шарніра над нижньою опорою; висота точки прикладання вітрового навантаження на проти вагу і колону; висота центру мас проти ваги над нижньою опорою. $h = 6,5 m h_0 = 11 m h_{G+S} = 11,2 m h_G = 9,4$ м

1. Випадок при максимальному вильоті стріли

Згідно з методикою розрахунку викладеної в джерелі [Шеф].

Збільшення вильоту внаслідок руху повороту без урахування впливу вітру

$$r' = \frac{r}{1 - y\omega^2/g};$$

де $y = 20$ м - прийнята довжина підвісу.

Відцентрові сили, що діють на поворотні елементи:

на вантаж

$$F_{zL} = \frac{m_L}{9,81} r' \omega_0^2 H;$$

на стрілу

$$F_{zA} = \frac{m_A}{9,81} r_A \omega_0^2 H;$$

на противагу

$$F_{zG} = \frac{m_G}{9,81} r_G \omega_0^2 H.$$

Визначення радіуса, на якому відцентрова сила і інерційна розгону діють на стрілу.

Ставлення мас стріли за висловом x

$$x = \frac{3r_A - r - 2r_0}{2r + r_0 - 3r_A}.$$

$$r'_A = \frac{r^2 [r + r_0 + x \ 3r - r_0]}{2 \ r - r_0 [r + 2r_0 + x \ 2r + r_0]} \text{ м.}$$

Діючі на поворотну частину інерційні сили розгону при русанні з місця або уповільнення при гальмуванні:

на вантаж

$$F_{bL} = \frac{m_L}{9,81} r' \varepsilon_0,$$

при маємо; $t_A = 5 c \varepsilon_0 = \frac{\omega_0}{t_A} = c^{-2}$

на стрілу

$$F_{bA} = \frac{m_A}{9,81} r_A \varepsilon_0 H.$$

на противагу

$$F_{bG} = \frac{m_G}{9,81} r_G \varepsilon_0 H.$$

Визначення опорних зусиль. Опорні зусилля в площині дії вантажного моменту:

на верхній опорі відповідно до рівняння

$$F'_{h0} = \frac{1}{h} Fr + F_{gA} r_A + F_{gS} r_S - F_{gG} r_G + F_{zL} h_0 + r - r_0 \operatorname{tg} \varphi + F_{zA} h_0 + r'_A - r_0 \operatorname{tg} \varphi - F_{zG} h_G + F_{zt};$$

на нижній опорі відповідно до рівняння

$$F'_{hu} = F'_{h0} - F_{zt} + F_{zG} - F_{zL} - F_{zA} H.$$

Опорні зусилля, діючі перпендикулярно площині дії вантажного моменту

$$F''_{h0} = \frac{1}{h} F_{WL} h_0 + r - r_0 \operatorname{tg}\varphi + F_{WA} h_0 + \frac{r_A - r_0}{2} \operatorname{tg}\varphi + F_{\omega(G+S)} h_{G+S} +$$

$$F_{bL} h_0 + r - r_0 \operatorname{tg}\varphi + F_{bA} h_0 + r'_A - r_0 \operatorname{tg}\varphi - F_{bG} h_G - F_{Z_r}; H$$

$$F''_{hu} = F''_{h0} + F_{Z_r} - F_{WL} - F_{WA} - F_{\omega G+S} - F_{bL} - F_{bA} + F_{bG}; H.$$

Рівнодіюча опорна зусилля на нижній опорі:

- горизонтальне зусилля

$$F_{hu} = \sqrt{F_{hu}'^2 + F_{hu}''^2} \text{ кН};$$

- вертикальне зусилля

$$F_0 = F + F_{g0} \text{ кН.}$$

Момент від сил тертя в ОПУ кранів з колоною складається з моментів сил тертя у верхній М1 і нижньої М2 опорах, що сприймають горизонтальний навантаження, і моменту М3 в опорі, що сприймає вертикальні навантаження [Т2]:

$$M_{\text{тр}} = M_1 + M_2 + M_3.$$

При підшипниках ковзання або кочення:

$$M_1 + M_2 = 0,5 F_{hu} \mu_1 d_1 + \mu_2 d_2 .$$

При напольгливих підшипниках кочення:

$$M_3 = 0,5 \mu_3 F_0 d_3.$$

Тут, d_1, d_2, d_3 - діаметри відповідно верхньої (d_1) і нижньої (d_2, d_3) цапф, що сприймають горизонтальне навантаження, діаметр цапфи по завзятий підшипник (d_1, d_2, d_3);

μ_1, μ_2, μ_3 - коефіцієнти тертя кочення в підшипниках в опорах, приймаються рівними від 0,015 до 0,02 [Т2].

Момент опору обертанню від тиску вітру [Т2] (рис. 2.2, а) на вантаж і поворотну частину крана при: $\varphi = 90^\circ$

$$M_B^{max} = P_{в.г} R + P_{в.к} l_B,$$

де $P_{в.г}$ - статична складова вітрового навантаження на вантаж;

$P_{в.к}$ - статична складова вітрового навантаження на поворотну частину крана;

$$P_B = p_B F_H,$$

де p_B - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти;

F_H - розрахункова навітряна площа (нетто) конструкції і вантажу.

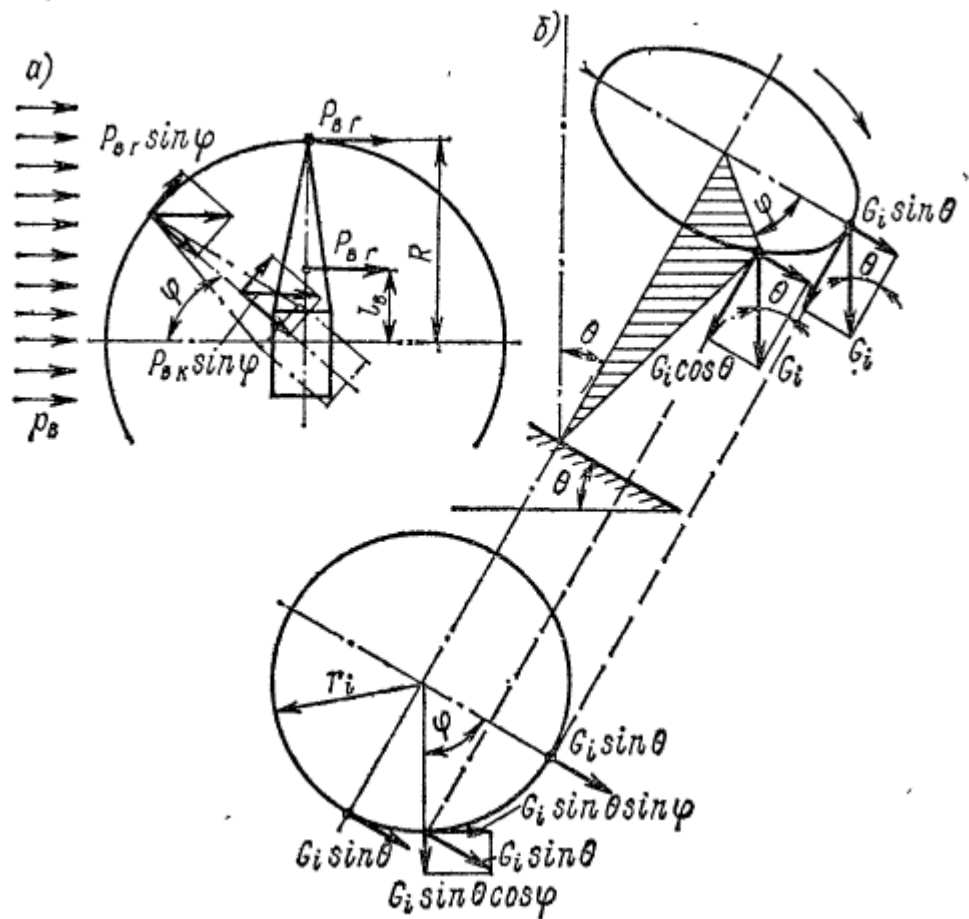
$$p_B = q k c n,$$

де q - динамічний тиск вітру, [Т1]; $q = 250$ Па

k - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті, [Т1]; $k = 1,25$

c - коефіцієнт аеродинамічної сили, [Т1]; $c = 1,2$

n - коефіцієнт перевантаження, [Т1]. $n = 1$



Малюнок 2.2 - Схеми сил, що діють на поворотну частину крана від вітрового навантаження (а) і при нахилі крана (б)

Величину наближено можна приймати: F_H

$$F_H = \varphi F_6,$$

де - коефіцієнт заповнення, для ферм і труб [Т1]; $\varphi = 0,2 \dots 0,4$

F_6 - площа бруто передній з боку межі конструкції, обмежена її контуром.

Навітряна площа поворотної частини крана

Навітряна площа вантажу $F_H = 20 \text{ м}^2$ [Т1].

Статична складова вітрового навантаження на вантаж:

$$P_{в.г} \text{ кН.}$$

Статична складова вітрового навантаження на поворотну частину крана:

$$P_{в.к} \text{ кН.}$$

Момент опору обертанню від тиску вітру:

$$M_B^{max} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

При довільному куті повороту (Зміна навітряного площі не збільшується) φ

$$M_B^\varphi = M_B^{max} \sin \varphi.$$

Ефективне значення величина про повороті на кут i , використовувана при виборі потужності двигуна $M_B^{ck} \varphi = 90^\circ \varphi = 180^\circ$

$$M_B^{ck} \approx 0,7 M_B^{max} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Момент опору обертанню від нахилу крана на кут θ (Рис. 2.2, б)

$$M_\theta = M_k \sin \theta \sin \varphi,$$

де M_k - сумарний перекидаючий момент від діючих на кран вертикальних сил, розташованих на відстані від осі обертання крана: $G_i r_i$

$$M_k = \sum_{i=1}^n G_i r_i,$$

при $\varphi = 90^\circ$ і $\varphi = 270^\circ$

$$M_{\theta}^{max} = M_k \sin \theta,$$

Ефективне значення величина $M_{\theta}^{СК}$ при повороті на кут і використовується при виборі потужності двигуна, $\varphi = 90^\circ$ $\varphi = 180^\circ$

$$M_{\theta}^{СК} \approx 0,7 M_{\theta}^{max} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Загальна потужність двигуна $N_{СК}$, кВт, потрібна для обертання крана з вантажем при сталому русі і вітрі робочого стану

$$N_{СК} = \frac{M_{тр} + M_B^{СК} + M_{\theta}^{СК}}{9550\eta} n_k,$$

де - номінальна частота обертання поворотної частини крана, n_k

$$n_k = 1,59 \text{ мин}^{-1};$$

$$\eta - \text{ККД механізму повороту}; \eta = 0,9$$

$$N_{СК} \text{ кВт}.$$

2. Випадок при мінімальному вильоті стріли

Збільшення вильоту внаслідок руху повороту без урахування впливу вітру

$$r' \text{ м};$$

де $y = 20 \text{ м}$ - прийнята довжина підвісу.

Відцентрові сили, що діють на поворотні елементи:

на вантаж

$$F_{zL} \text{ Н};$$

на стрілу

$$F_{zA} \text{ Н};$$

на противагу

$$F_{zG} \text{ Н}.$$

Визначення радіуса, на якому відцентрова сила і інерційна розгону діють на стрілу.

Ставлення мас стріли за висловом x

x .

r'_A м.

Діючі на поворотну частину інерційні сили розгону при рушанні з місця або уповільнення при гальмуванні:

на вантаж

$$\text{при маємо; } t_A = 5 c \varepsilon_0 = \frac{\omega_0}{t_A} c^{-2} F_{bL} \text{ Н}$$

на стрілу

$$F_{bA} \text{ Н}.$$

на противагу

$$F_{bG} H.$$

Визначення опорних зусиль. Опорні зусилля в площині дії вантажного моменту:

на верхній опорі відповідно до рівняння

на нижній опорі відповідно до рівняння

Опорні зусилля, діючі перпендикулярно площині дії вантажного моменту

Рівнодіюча опорна зусилля на нижній опорі:

- горизонтальне зусилля

$$F_{hu} \text{ кН};$$

- вертикальне зусилля

$$F_0 \text{ кН.}$$

Момент від сил тертя

$$M_1 + M_2 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_3 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{тр} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору обертанню від тиску вітру (рис. 2.2, а) на вантаж і поворотну частину крана при: $\varphi = 90^\circ$

$$p_B \text{ Па.}$$

$$F_H \text{ м}^2.$$

$$P_{B,Г} \text{ кН.}$$

$$P_{B,К} \text{ кН.}$$

$$M_B^{max} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

$$M_B^{СК} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Момент опору обертанню від нахилу крана на кут θ (Рис. 2.2, б)

$$M_K \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

$$M_\theta^{max} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

$$M_\theta^{СК} \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Загальна потужність двигуна $N_{СК}$, кВт, потрібна для обертання крана з вантажем при сталому русі і вітрі робочого стану

$$N_{СК} \text{ кВт.}$$

3. Випадок при вильоті стріли на 28м

Збільшення вильоту внаслідок руху повороту без урахування впливу вітру

$$r' \text{ м;}$$

де $y = 20$ м - прийнята довжина підвісу.

Відцентрові сили, що діють на поворотні елементи:

на вантаж

$$F_{zL} \text{ Н};$$

на стрілу

$$F_{zA} \text{ Н};$$

на противагу

$$F_{zG} \text{ Н.}$$

Визначення радіуса, на якому відцентрова сила і інерційна розгону діють на стрілу.

Ставлення мас стріли за висловом x

x .

r'_A м.

Діючі на поворотну частину інерційні сили розгону при рушанні з місця або уповільнення при гальмуванні:

на вантаж

$$\text{при маємо; } t_A = c \varepsilon_0 = \frac{\omega_0}{t_A} c^{-2} F_{bL} \text{ Н}$$

на стрілу

$$F_{bA} \text{ Н.}$$

на противагу

$$F_{bG} H.$$

Визначення опорних зусиль. Опорні зусилля в площині дії вантажного моменту:

на верхній опорі відповідно до рівняння

$$F'_{h0};$$

$$F'_{h0} H;$$

на нижній опорі відповідно до рівняння

$$F'_{hu} H.$$

Опорні зусилля, діючі перпендикулярно площині дії вантажного моменту

$$F''_{h0};$$

$$F''_{h0} H;$$

$$F''_{hu} H.$$

Рівнодіюча опорна зусилля на нижній опорі:

- горизонтальне зусилля

$$F_{hu} \text{ кН};$$

- вертикальне зусилля

$$F_0 \text{ кН}.$$

Момент від сил тертя

$$M_1 + M_2 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_3 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{тр}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору обертанню від тиску вітру (рис. 2.2, а) на вантаж і поворотну частину крана при: $\varphi = 90^\circ$

$$p_{\text{в}} \text{ Па.}$$

$$F_{\text{н}} 165 \text{ м}^2.$$

$$P_{\text{в.Г}} \text{ кН.}$$

$$P_{\text{в.К}} \text{ кН.}$$

$$M_{\text{в}}^{\text{max}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{в}}^{\text{ск}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору обертанню від нахилу крана на кут θ (Рис. 2.2, б)

$$M_{\text{к}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

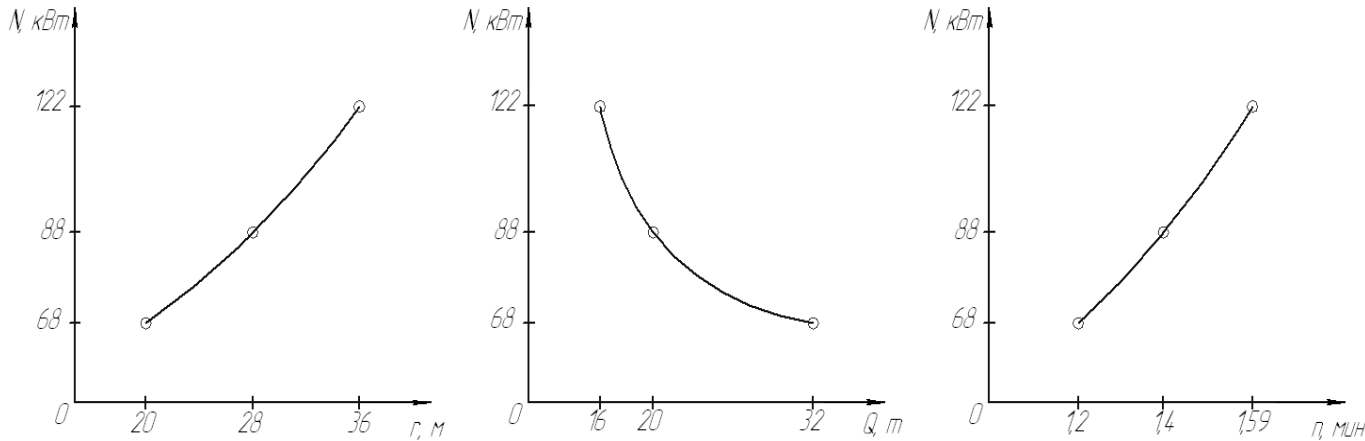
$$M_{\theta}^{\text{max}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\theta}^{\text{ск}} \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Загальна потужність двигуна $N_{\text{ск}}$, кВт, потрібна для обертання крана з вантажем при сталому русі і вітрі робочого стану

$$N_{\text{ск}} \text{ кВт.}$$

За отриманими даними будуємо графіки; ; (Рис. 2.3). $N = f(r)N = f(Q)N = f(n)$



Малюнок 2.3 - Графіки залежностей потужності приводу від вильоту стріли, вантажопідйомності і частоти обертання крана

5 ВИЗНАЧЕННЯ КООРДИНАТ ЦЕНТРУ МАС КРАНА

Визначаємо координати центру мас при максимальному вильоті стріли □.

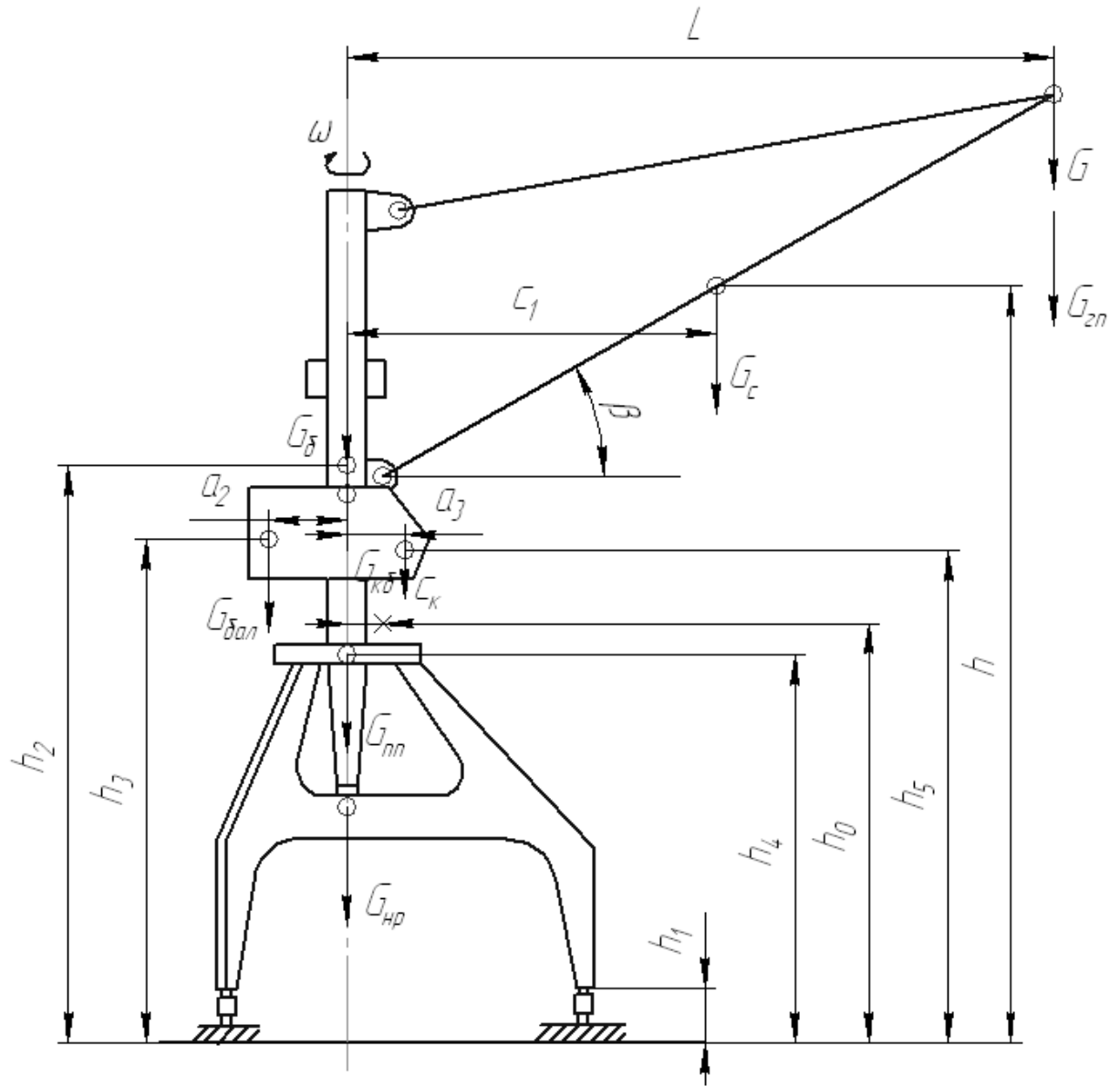
Відстань від осі обертання крана до центру мас (горизонтальна координата)

$$c_k = \frac{G_i l_i}{G_k} = \frac{G_c c_1 + G_{гп} L + G_{кб} a_3 - G_{пп} a_1 - G_{бал} a_2}{G_k},$$

де,,,,, - $G_c G_{гп} G_b G_{кб} G_{пп} G_{бал}$ ваги відповідно стріли, вантажного поліспасти, вежі, кабіни, поворотної платформи, баласту, кН;

$a_1 = 0$, - взяті конструктивно; $a_2 = 6,2$ м $a_3 = 3$ м

$c_{k max}$ м.



Малюнок 2.4 - Схема розрахунку координат центру мас крана

Вертикальна координата до центру мас крана

$$h_0 = \frac{G_i h_i}{G_k} = \frac{G_c + G_{пп} h + G_6 h_2 + G_{кр} h_5 + G_{пп} h_4}{G_k} + \frac{G_{см} + G_{гм} + G_{пм} h_4 + 1 + G_{6ал} h_3 + G_{нр} + G_{хт} + G_{пм} h_1}{G_k}$$

де,,,,, - ваги відповідно стрілового, вантажного, поворотного механізмів, неповоротною рами, ходових візків, механізму пересування, кН; $G_{см} G_{гм} G_{пм} G_{нр} G_{хт} G_{пм}$

$h = 28,5$ м,,,,, - відповідні відстані (висоти); $h_1 = 1,5$ м $h_2 = 20,5$ м $h_3 = 16,5$ м $h_4 = 13,7$ м $h_5 = 16$ м

h_0 м.

Визначаємо координати центру мас при мінімальному і середньому вильоті стріли.

Відстань від осі обертання крана до центру мас (горизонтальна координата)

$C_{k \min}$ м.

$C_{k \text{ ср}}$ м.

Вертикальна координата до центру мас крана буде приблизно однаковою при всіх положеннях стріли.

За отриманими даними можна зробити висновок, що координата центру мас практично лежить на осі обертання крана і не виходить за межі ОПУ.

6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Для поліпшення роботи механізму повороту порталного крана, а також для збільшення часу його безвідмовної роботи, запропоновано змінити параметри зубчастого зачеплення шестерні і вінця.

Через неточною установки і нерівномірного навантаження, відбувається зміщення плями контакту до краю зуба. Це призводить до швидкого стирання кромки зуба і виходу з ладу шестерні в цілому.

Для компенсації впливу перекосів на якість зачеплення запропоновано змінити стандартну форму зуба шестерні, надавши йому радіус кривизни по ширині. Це дозволить змістити плями контакту ближче до центру зуба, зменшити фактичні контактні напруги і підвищити термін роботи шестерень.

Як відомо, характер зносу різних робочих профілів деталей машин має величезне значення. Коли мова йде про знос робочого профілю, увага звертається як на кількісну сторону зносу, так і на характер розподілу цього зносу по робочому профілю. Остання обставина має найважливіше значення, так як в результаті нерівномірного зносу спотворюються первинні робочі профілі та розміри деталей, порушується правильність зачеплення.

Важко врахувати всі чинники, які впливають на знос зуба, тому виділяються наступні основні параметри:

- питома робота тертя (ковзання і поверхневих переміщень);
- миттєва робота тертя між зубами;
- питоме навантаження між зубами;
- питомий ковзання;
- коефіцієнти питомої тертя ковзання і кочення.

Аналіз показав, що найбільш ємним буде параметр питомої роботи тертя [11], так як вираз для неї має включати всі основні параметри, що впливають на знос. При цьому часто питома робота тертя визначається від ковзання контактної точки по робочим профілям, що є не зовсім точним. Тому параметром, від якого залежить знос робочих профілів зубів шестерні,

прийнята питома робота тертя при поверхневому переміщенні робочого профілю зубів шестерні по зубчастому вінця механізму повороту. У цьому випадку найбільш повно буде визначена фізична сутність процесу. І хоча співвідношення між величиною роботи тертя і величиною зносу залишається невідомою, за значенням питомої роботи можна судити про співвідношення зносу в цих точках, тобто про його розподілі по робочим профілям зубів шестерень.

6.1 Теоретичні дослідження зносу робочих поверхонь зубчастого зачеплення

6.1.1 Параметри, що впливають на знос робочих поверхонь зубів шестерні

Припустимо, що обсяг зносу металевих зубів шестерні пропорційний виконану роботу сил тертя ковзання:

$$Q = k \cdot A_{\text{тр}},$$

де Q - обсяг зношеного металу, мм³;

$A_{\text{тр}}$ - виконана робота сил тертя ковзання, Дж;

k - коефіцієнт пропорційності, мм³ / Дж.

Обсяг віддаленого металу, або об'ємний знос, дорівнює:

$$Q = LdS,$$

де L - лінійний знос, (мм);

dS - площа контакту, (мм²).

Швидкість об'ємного зносу дорівнює:

$$W = \frac{Q}{t} = \frac{LdS}{t},$$

де t - час роботи зубчастої передачі.

З іншого боку, робота сил тертя дорівнює:

$$A = F_{\text{тр}} \cdot l = P_{\text{н}} \cdot f_{\text{ск}} \cdot l_1,$$

де $P_{\text{н}}$ - сила нормального тиску між сполученими профілями, кН;

$f_{\text{ск}}$ - коефіцієнт тертя ковзання;

l - шлях сили тертя, мм.

Перетворивши ці вирази, отримаємо:

$$\frac{LdS}{t} = \frac{k \cdot A_{\text{тр}}}{t} = k \cdot \frac{P_{\text{н}} \cdot f_{\text{ск}} \cdot l}{t},$$

Припустимо, що v - швидкість лінійного зносу. $\frac{L}{t} = v_{\text{зн}}$

Отримуємо основну розрахункову формулу:

$$v_{\text{зн}} = k \cdot \frac{P_{\text{н}} \cdot v_{\text{отн}} \cdot f_{\text{ск}}}{dS},$$

де v - швидкість лінійного зносу, мм / с; $v_{\text{зн}}$

k - коефіцієнт пропорційності, який залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, який зношується;

$v_{\text{отн}}$ - швидкість відносного ковзання двох сполучених поверхонь, мм / с;

$f_{\text{ск}}$ - коефіцієнт тертя ковзання;

dS - площа контакту, мм².

6.1.2 Визначення швидкості відносного ковзання двох профілів

Якщо розглянути відносне переміщення пов'язаних профілів, швидкість їх відносного ковзання визначається наступним рівнянням [12]:

$$v_{\text{отн}} = ПУ(\omega_1 + \omega_2),$$

де ПУ - відстань від полюса зачеплення до точки контакту двох профілів (мм²);

ω_1 - кутова швидкість першого профілю, з-1;

ω_2 - кутова швидкість другого профілю, з-1.

Відстань від полюса зачеплення до точки контакту двох профілів знаходиться за формулою:

$$ПУ = r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega}) \cdot (tg\alpha_y - tg\alpha_{\omega}),$$

де - початковий радіус шестерні; r_{ω}

α_{ω} - кут зачеплення;

α_y - кут профілю в точці на колі з радіусом r_y

З трикутника Опу визначимо величину кута: α_y

$$\begin{aligned} Оп &= r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega}), \\ r_y &= \frac{Оп}{\cos(\alpha_{\omega})} = \frac{r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega})}{\cos(\alpha_y)}, \end{aligned}$$

звідки:

$$\alpha_y = \arccos \frac{r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega})}{r_y}.$$

Тобто, швидкість відносного ковзання профілів:

$$v_{\text{отн}} = r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega}) \cdot (tg\alpha_y - tg\alpha_{\omega}) \cdot \omega_1.$$

Аналізуючи цю формулу, можна помітити, що з підвищенням різниці відповідно збільшується різниця, тобто збільшується швидкість відносного ковзання, а з нею і швидкість зносу зубів. $r_{\omega} - r_y tg\alpha_y - tg\alpha_{\omega} v_{\text{отн}}$

При, тобто і. Це означає, що знос зубів відсутня. $r_{\omega} = r_y \alpha_y = \alpha_{\omega} tg\alpha_y = tg\alpha_{\omega} v_{\text{отн}} = 0$

6.1.3 Визначення нормальної сили в зачепленні

Нормальна сила в зачепленні визначається як [12]:

$$P_H = \frac{Q}{\cos(\alpha_{\omega})},$$

де Q - зусилля на зубчастому вінці, кН.

Так як в зачепленні з вінцем знаходиться не один зуб, а кілька, і в реальних експлуатаційних умовах можливе збільшення зусилля на вінці через удари і т.п., введемо в цю розрахункову формулу коефіцієнт перекриття зубчастої передачі і коефіцієнт динамічності. $\varepsilon_{\alpha} K_d$

$$P_H = \frac{Q \cdot K_d}{\cos(\alpha_{\omega}) \cdot \varepsilon_{\alpha}}.$$

Коефіцієнт перекриття зубчастої передачі визначимо за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{2 \cdot (h_l^* - \xi_1 - \xi_2)}{\pi \cdot \sin 2 \alpha_{\omega}},$$

де - коефіцієнт граничної висоти вінця; h_l^*

ξ_1 - коефіцієнт зміщення зуба шестерні;

ξ_2 - коефіцієнт зміщення зуба вінця.

6.1.4 Площа контакту сполучених профілів

У зв'язку з неточностями виготовлення шестерень і вінця, можливих перекосів і зсувів при монтажі та експлуатації пляма контакту має не зовсім правильну форму, тому визначити площу контакту математичними методами практично неможливо. Припустимо, що з деякою погрішністю пляма між поверхнями зубів шестерні і вінця має форму еліпса, площа якого обчислюється за рекомендаціями проф. С.В. Пинегіна:

$$dS = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot a \cdot b,$$

де a і b - величини піввісь плями контакту, які обчислюються наступним чином:

$$a = 0,0503 \cdot (P_H \cdot \rho_3)^{1/3};$$

$$b = 0,0503 \cdot (P_H \cdot \rho_{III})^{1/3}.$$

де - радіус кривизни зуба по висоті (мм); ρ_3

ρ_{III} - радіус кривизни зуба по ширині (мм).

Для обліку можливих монтажних і експлуатаційних перекосів і зсувів в формулу визначення площі контакту dS введемо коефіцієнт концентрації навантаження ККЦ:

$$dS = \frac{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{3 \cdot K_{КЦ}};$$

$$K_{кц} = 0,5 \cdot \sqrt{1 + 0,3 \cdot \frac{B \cdot C_{п}}{P_{н}} \cdot tg \lambda + 0,1 \cdot \left(\frac{B}{d_{ш}}\right)^2} + 0,5,$$

де B - ширина зуба шестерні (мм);

$C_{п}$ - коефіцієнт питомої жорсткості зубів, який приймається в межах від $1,25 \cdot 10^4$ до $1,45 \cdot 10^4$ кН / мм²;

$P_{н}$ - нормальна сила в зачепленні (кН);

λ - кут перекосу;

$d_{ш} = m \cdot z$ - діаметр шестерні,

де m - модуль шестерні (мм);

z - кількість зубів шестерні.

6.1.5 Зміна радіуса кривизни зуба по висоті в залежності від зносу

Радіус кривизни зуба по висоті буде дорівнює відрізку нормалі до двох пов'язаних профілів від точки контакту до точки дотику нормалі з початковим колом шестерні:

$$\rho_3 = Y_n,$$

З трикутника $Y_n O$ визначимо величину відрізка Y_n :

$$Y_n = r_y \cdot \sin \alpha_y ;$$

$$\sin \alpha_y = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_y} ;$$

$$\cos \alpha_y = \frac{r_b}{r_y},$$

де - радіус початкової окружності; r_b

r_y - поточний радіус контактної точки зуба.

З трикутника ПнО визначимо: r_b

$$r_b = r_\omega \cdot \cos \alpha_\omega,$$

тобто

$$\cos \alpha_y = \frac{r_\omega \cdot \cos \alpha_\omega}{r_y};$$

$$\sin \alpha_y = \sqrt{1 - \frac{r_\omega \cos \alpha_\omega}{r_y}}.$$

Радіус ділительного кола шестерні визначається за формулою: r_ω

$$r_\omega = \frac{m \cdot (z - 2 \cdot \xi_1)}{2},$$

тобто

$$Yn = r_y \cdot \sqrt{1 - \frac{m \cdot (z - 2 \cdot \xi_1) \cos \alpha_\omega}{2 \cdot r_y}},$$

де m - модуль зубчастого колеса;

z - число зубів колеса;

ξ_1 - коефіцієнт зсуву вихідного контуру для зубчастого колеса.

Через деякий час експлуатації радіус кривизни зуба по висоті буде дорівнює:

$$\rho_3 = Yn - YY',$$

де - лінійний знос зуба (мм); $YY' = L$

Тобто, радіус кривизни зуба в залежності від лінійного зносу дорівнюватиме:

$$\rho_z = r_y \cdot \sqrt{1 - \frac{m \cdot (z - 2 \cdot \xi_1) \cos \alpha_\omega}{2 \cdot r_y}}^2 - L.$$

Проаналізувавши цю формулу можна побачити, що радіус кривизни зуба по висоті збільшується зі збільшенням поточного радіуса точки зуба і зменшується при збільшенні зносу зуба.

6.1.6 Зміна швидкості відносного ковзання в залежності від зносу зуба

Так як зуби шестірні зношуються інтенсивніше, ніж зуби вінця, будемо вважати, що зміна швидкості відносного ковзання залежить тільки від зносу зуба шестерні.

Швидкість відносного ковзання:

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{отн}} &= \text{П}У \cdot \omega_1; \\ \text{П}У &= r_\omega \cdot \cos(\alpha_\omega) \cdot (tg\alpha_y - tg\alpha_\omega). \end{aligned}$$

Через проміжок часу t швидкість відносного ковзання через зношування зуба буде дорівнює:

$$\vartheta_{\text{отн}} = \text{П}У' \cdot \omega_1,$$

де

$$\text{П}У' = \text{П}У - L,$$

де L - лінійний знос зуба (мм).

Таким чином, швидкість відносного ковзання буде дорівнює:

$$v_{\text{отн}} = (r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega}) \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{\gamma} - \operatorname{tg}\alpha_{\omega}) - L) \cdot \omega_1.$$

Проаналізувавши цю формулу можна побачити, що швидкість відносного ковзання прямо пропорційна ділильному радіусу шестерні і обернено пропорційна кутку зачеплення і з збільшенням зносу зуба зменшується.

6.1.7 Зміна довжини лінії контакту профілів по ширині зубчастого колеса в залежності від зносу зуба

Для незношених зуба ширина плями контакту профілів дорівнює:

$$b_0 = 0,0503 \cdot (P_H \cdot \rho_{\text{ш}})^{1/3},$$

де - радіус кривизни зуба по ширині (мм). $\rho_{\text{ш}}$

З трикутника ЗЗА визначимо вихідне зменшення радіусу зуба за рахунок пластичної деформації:

$$\Delta\rho_0 = \rho_{\text{ш}} - \sqrt{\rho_{\text{ш}}^2 - \frac{b_0^2}{2}},$$

де - початкова деформація зуба при додатку навантаження; $\Delta\rho_0$

b_0 - початкова ширина плями контакту профілів.

З трикутника OAD визначимо, як змінюється ширина плями контакту в залежності від лінійного зносу зуба:

$$\begin{aligned} \frac{b}{2} &= \rho_{\text{ш}} \cdot \sin \varphi; \\ \sin \varphi &= \sqrt{1 - \cos^2 \varphi}; \\ \cos \varphi &= \frac{\rho_{\text{ш}} - (\Delta\rho_0 - L)}{\rho_{\text{ш}}} = \frac{\rho_{\text{ш}} - \rho_{\text{ш}} + \sqrt{\rho_{\text{ш}}^2 - \frac{b_0^2}{2} - L}}{\rho_{\text{ш}}} \\ &= \frac{\sqrt{\rho_{\text{ш}}^2 - 25 \cdot 10^{-4} \cdot (P_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{ш}})^{2/3} - L}}{\rho_{\text{ш}}}. \end{aligned}$$

Тобто, ширина плями контакту на зношеному зубі буде дорівнює:

$$b = \rho_{\text{ш}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\rho_{\text{ш}}^2 - 25 \cdot 10^{-4} \cdot (P_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{ш}})^{2/3} - L}{\rho_{\text{ш}}^2}},$$

де L - лінійний знос зубів (мм).

Максимальна ширина плями контакту двох профілів буде дорівнювати ширині зубчастого колеса

$$b_{\text{max}}$$

6.1.8 Основні розрахункові формули

Виходячи з вищенаведеного, основними розрахунковими формулами є:

$$\vartheta_{\text{зН}} = k \cdot \frac{P_{\text{н}} \cdot \vartheta_{\text{отН}} \cdot f_{\text{СК}}}{dS},$$

де

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{отн}} &= (r_{\omega} \cdot \cos(\alpha_{\omega}) \cdot (\operatorname{tg} \alpha_y - \operatorname{tg} \alpha_{\omega}) - L) \cdot \omega_1; \\ \alpha_y &= \arccos \frac{r_{\omega} \cdot \cos \alpha_{\omega}}{r_y}; \\ P_H &= \frac{Q \cdot K_D}{\cos(\alpha_{\omega}) \cdot \varepsilon_{\alpha}}; \\ \varepsilon_{\alpha} &= \frac{2 \cdot (h_i^* - \xi_1 - \xi_2)}{\pi \cdot \sin 2 \alpha_{\omega}}; \\ dS &= \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot a \cdot b; \\ a &= 0,0503 \cdot (P_H \cdot \rho_3)^{1/3}; \\ \rho_3 &= r_y \cdot \left(1 - \frac{m \cdot (z - 2 \cdot \xi_1) \cos \alpha_{\omega}}{2 \cdot r_y} \right)^2 - L; \\ b &= \rho_{\text{ш}} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{ш}}^2 - 25 \cdot 10^{-4} \cdot (P_H \cdot \rho_{\text{ш}})^{2/3} - L}{\rho_{\text{ш}}} \right)^2. \end{aligned}$$

Швидкість лінійного зносу є першою похідною від зносу за часом і є складною функцією від величини зносу зуба:

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{зН}} &= \frac{dL}{dt}; \\ \vartheta_{\text{зН}} &= f(L). \end{aligned}$$

Тобто:

$$\frac{dL}{dt} = f(L).$$

Термін служби шестерні буде дорівнює:

$$T = \int_0^x \frac{dL}{f(L)},$$

де x - допустима величина зносу зуба.

6.2 Заходи для підвищення зносостійкості зубчастої шестерні

Для підвищення зносостійкості зубчастої шестерні, а отже і її довговічності, необхідно:

- зменшити до мінімального можливих значень кут зачеплення, що викликає зменшення швидкості відносного ковзання профілів, а також збільшує товщину зуба;
- збільшити негативний зсув вихідного профілю шестерні;
- зменшити коефіцієнт головки зуба.

7 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ

7.1 Система пересування на рейковому ході.

У переважній більшості сучасних порталних кранів механізми пересування виконуються з індивідуальними приводами на кожен приводний візок. Синхронізація приводів здійснюється не електричним шляхом, а за рахунок жорсткості порталів. Число приводних коліс складає зазвичай 25-100% від загального числа ходових коліс. Невелике число приводних ходових коліс допустимо тільки при пересуванні крана по строго горизонтальному шляху, покладеному на надійному підставі, і при невеликій навітряній площі крана і вантажу. При недотриманні цих умов може мати місце пробуксовування коліс малонавантажених опор крана.

Існує велика кількість різних конструкцій ходових частин. Найбільш часто зустрічаються конструкції, що мають по 16 ходових коліс - по 8 приводних і по 8 холостих, але скомпоновані вони можуть бути по-різному. Перший варіант передбачає всього дві приводні візки, розташовані по діагоналі на ногах portalу. Двигун кожного візка надає руху чотири приводних колеса. У другому варіанті передбачено чотири приводні візки, розташовані під усіма чотирма ногами, двигун кожного візка надає руху два приводних колеса.

Установка двох двигунів великої потужності з відповідною апаратурою управління обходиться дешевше, ніж чотирьох двигунів такою ж сумарною потужністю, але при чотирьох приводних колесах від одного двигуна виходить дуже довга кінематична ланцюг (10 зубчастих коліс і черв'ячна пара). При двох приводних колесах від одного двигуна кінематична ланцюг може бути значно вкорочені (3 зубчастих колеса і черв'ячна пара) що в значній мірі компенсує додаткові витрати на установку чотирьох двигунів замість двох.

При двох двигунах привід виходить менш надійним, так як в разі виходу з ладу одного з них кран пересуватися не може, в той час як тимчасова робота на трьох двигунах замість чотирьох цілком можлива. При двох двигунах часто мають місце випадки перевантаження одного з двигунів при роботі на нерівних підкранових шляхах, коли опора, на якій встановлений інший двигун, вимикається з роботи внаслідок нерівномірного осідання шляхів.

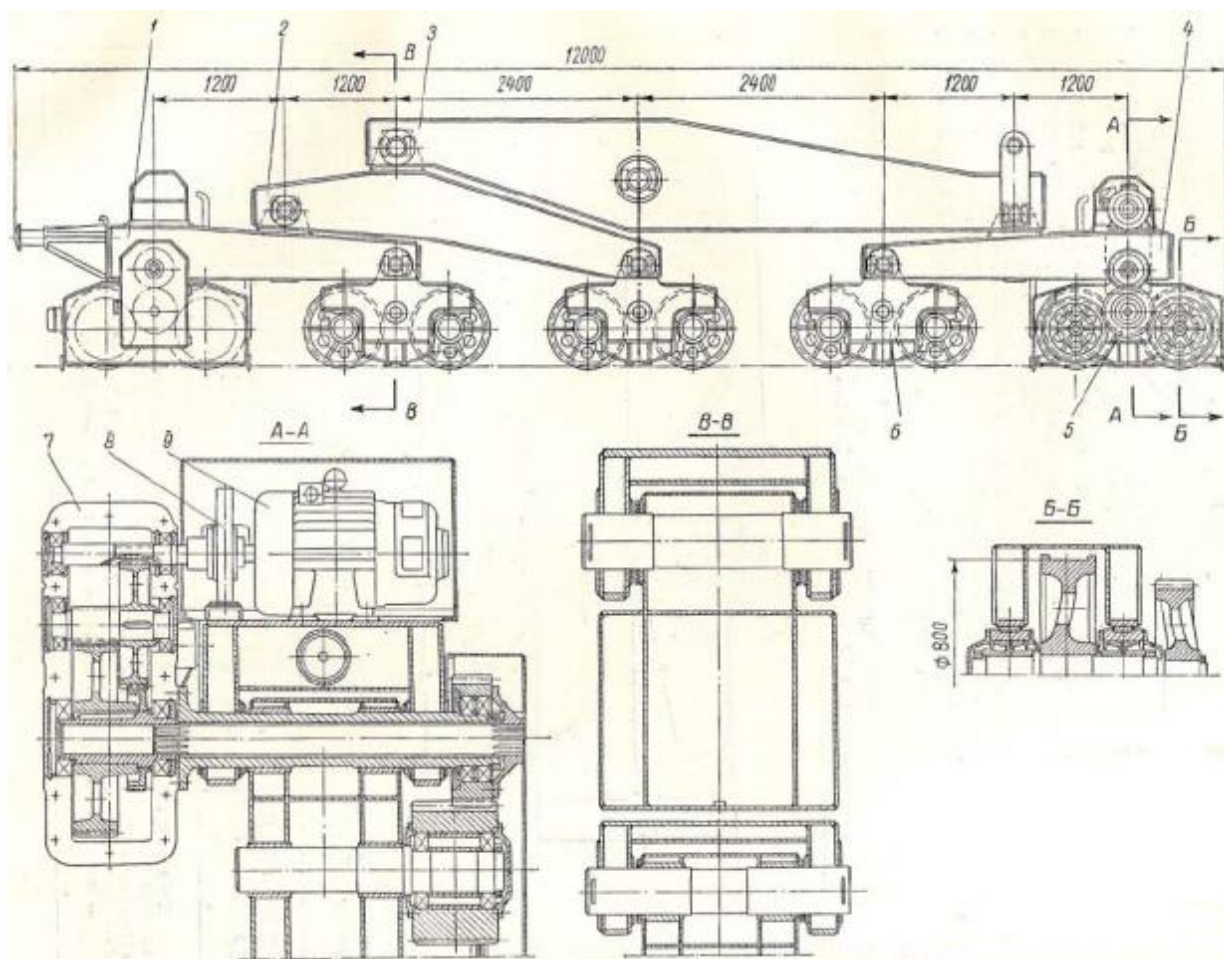


Рисунок 8.1 - Ходова візок 75-тонного крана заводу ПТО ім С. М. Кірова

У важких порталних кранах застосовуються ходові візки з великим числом ходових коліс. На рис.8.1 показана така візок 75 тонного порталного крана заводу ПТО ім. Кірова на 10 колесах з двома двигунами. Характерною особливістю цієї візки є доступність для огляду або ремонту будь-якого ходового колеса. Ці колеса встановлені в знімних кутових брусах, кожна з яких приєднується до рами двома болтами. Для зняття будь-якого колеса (візки) необхідно за допомогою гідравлічного домкрата і спеціального пристосування звільнити його від навантаження, після чого досить підняти колесо на 2-3 мм і викотити його вбік.

7.2 пневмоколісному ходова система.

Фірма «Kranbau Eberswalde» зробила свої крани мобільними. Процес відходу від сковує системи на рейковому ходу почався в рамках співпраці з фірмою «I-BAU» з Гамбурга з гусеничних механізмів пересування балансирних кранів, з перших мобільних контейнерних перевантажувачів системи «FEEDER SERVER» в місті Хошиміні і з випуску двох мобільних конвеєрних перевантажувачів. Тепер мобільність забезпечується і для високопродуктивного крана, поворотного крана з шарнірнозчленованою стрілою «Articulated Harbour Crane АНС».

Конструкція крана АНС на рейковому ходу з надзвичайно високою перевантажувальної продуктивністю, безпекою і надійністю адаптується з урахуванням вимог ринку на базі зарекомендував себе обладнання механізму пересування марки «Кірова».

Щоб не заважати транспортному потоку в порту, зберігаються переваги високого порталу. Оптимальна завантаження у вагони можлива за рахунок охоплення двох або більше рейкових шляхів. У розпорядженні є два варіанти ходової частини:

— для руху по прямій і невеликий частоти руху по кривій. Ходова частина на базі модифікованої конструкції крана типу RTG (рис. 8.2).



Рисунок 8.2 – Пневмоколісні ходові візки, що забезпечують рух по прямій траєкторії

— для забезпечення повної гнучкості, ходова частина, яка пропонує можливість обертатися на місці. Зарекомендувало себе обладнання арки Кірова, багаторазово використовується в області засобів для транспортування важких вантажів. Новинка в світовому масштабі - FEEDER сервер ". (Рис. 8.3).

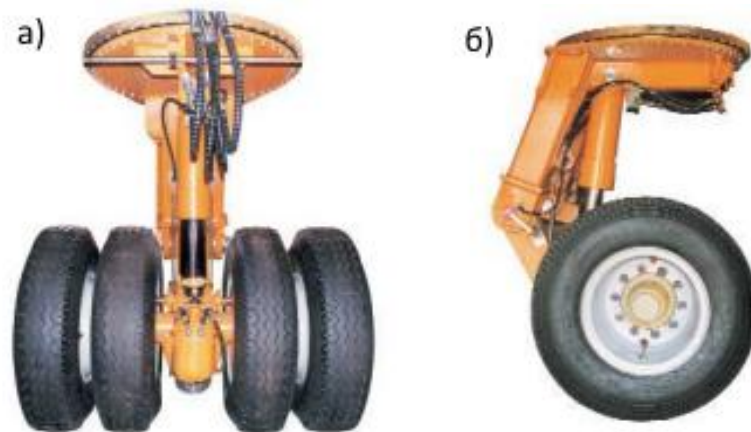


Рисунок 8.3 – Ходова система FEEDER SERVER, забезпечує повну мобільність: а - вид спереду; б - вид збоку

Переваги системи FEEDER SERVER:

- Легка сталева несуча конструкція і кранова візок;
- Стандартизовані машинні вузли;
- Модульні вузли приводу;
- Короткий час монтажу;
- Малі інвестиційні витрати;
- Невисокі експлуатаційні витрати;
- Мобільність;
- Висока ефективність;
- Невеликий рівень шуму;
- Універсальні можливості застосування.

8 МЕХАНІЗМИ ПІДЙОМУ

В кранах грейферів найбільше поширення мають механізми підйому, що складаються з двох незалежних лебідок - підйомної і замикаючої, не мають ні механічного, ні електричного зв'язку, кожна з яких управляється своїм командоконтролером. Руків'я командоконтролерів цих лебідок встановлене так, щоб ними можна було управляти окремо або спільно (однією рукою). Лебідки виготовляються з окремих уніфікованих блоків (електродвигун, гальмо, редуктор, барабан, корінний підшипник барабана, сполучні муфти), які встановлюються на загальній рамі. Така конструкція лебідок забезпечує їх зручне складання майже без підганяльних робіт, а взаємозамінюваність окремих блоків значно спрощує організацію ремонтних робіт. Як видно з рис. 9.1, осі електродвигуна, вхідного і вихідного валів редуктора і барабана цих лебідок лежать на одній прямій. Така так звана співісна схема має ряд істотних переваг в порівнянні з схемою з паралельними осями, а саме: менші габарити лебідки в плані, можливість установки двох лебідок поруч при збереженні зручного доступу до усіх їх частин для обслуговування, значно спрощену конструкцію рам лебідок, зменшення ваги редуктора.

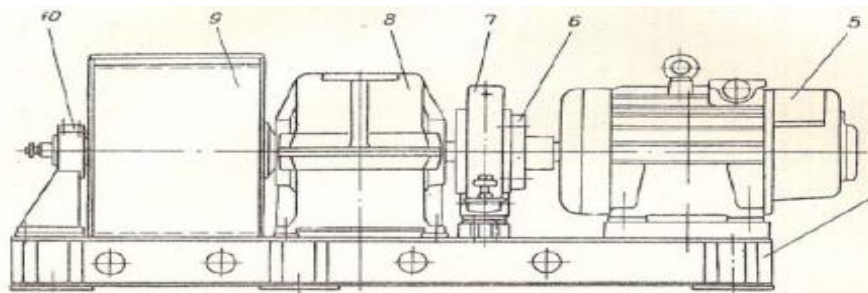


Рисунок 9.1 - Лебідка підйому крану грейфера

Механізми підйому крюкових кранів. На рис. 9.2 і 9.3 показана лебідка 10 -тонного крюкового порталного крану. Вона складається з таких же окремих блоків, як і лебідка грейфера (рис. 9.1), але на відміну від неї тут

вісь двигуна і вісь барабана паралельні між собою. Регулювання швидкості, необхідної для крюкових кранів, здійснюється електричним методом.

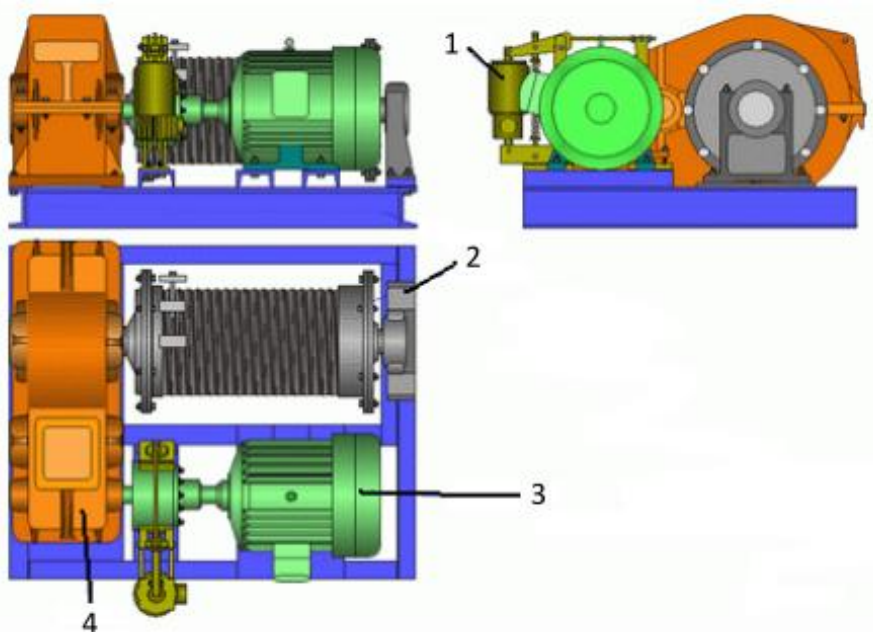


Рисунок 9.2 Облаштування лебідки підйому крюкового крану :

1 - гальмо, 2 - барабан, 3 - двигун, 4 - редуктор.

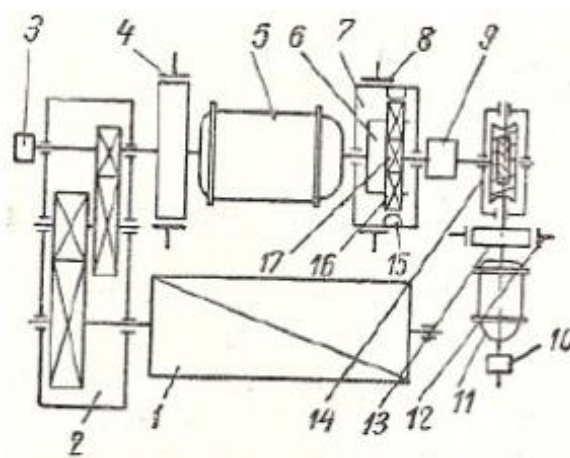


Рисунок 9.3 – Кінематична схема лебідки з мікроприводом

Для монтажних порталних кранів, вживаних в суднобудуванні, при судноремонті, на будівельно-монтажних роботах і в інших аналогічних випадках, потрібно ширший діапазон регулювання швидкості. У зв'язку з цим широке поширення на монтажних кранах отримали лебідки з так званим мікроприводом (мал. 9.3).

9 КОНСТРУКЦІЇ ПОРТАЛІВ

Різноманітність конструкції порталів пояснюється різноманітністю вимог до порталів і кранів, відмінністю в традиціях і досвіді краностроительных підприємств і малою вивченістю меж раціонального застосування структур порталів. Портали розрізняються за типом приєднання опор до верхнього ригеля (шарнірне і жорстке) по числу з'єднань з частиною (трьох-и чотирьохопорні) за способом утворення конструкції (гратчасті, рамні (см рис. 10.1 а, б) рамні вежі (рис. 10.1, в), рамні розкоси (рис. 10.1, г), по числу приєднань опор до верхнього ригеля: двух- (рис. 10.1, б) і чотирьохстійкові (рис. 10.1, а) і т. д. На конструкцію порталу впливає тип опорно-поворотного пристрою : на многокатковом крузі, на поворотній колоні і на кульовому опорно-поворотном крузі.

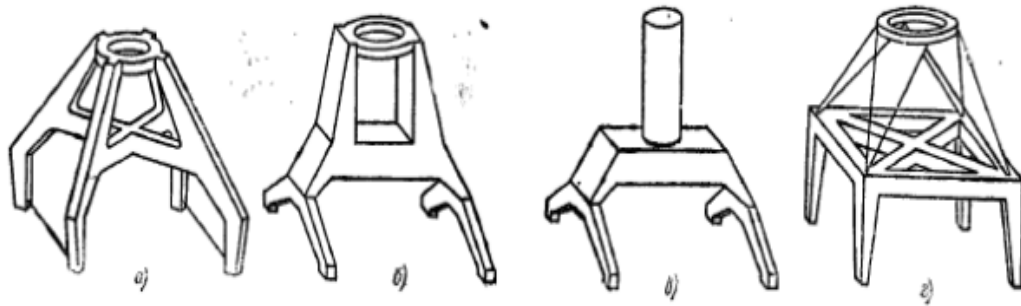


Рисунок 10.1- Портали: а - рамний чотирьохстійковий; би - рамний двостійковий; у - рамна вежа; г - рамний розкіс

Чотирьохстійкові портали в порівнянні з двостійковими більше металоємні, але менш схильні до деформацій, що важливо для монтажних кранів. У конструкціях кранів, що випускаються останніми роками, широко застосовують портали рамних веж, в яких циліндрична (рис. 10.1, в), циліндроконическая або пірамідальна вежа приєднана до рамної конструкції. Згідно із статистичними даними застосування дзухстоечных і порталів рамних веж розширюється, а чотирьохстійкових скорочується.

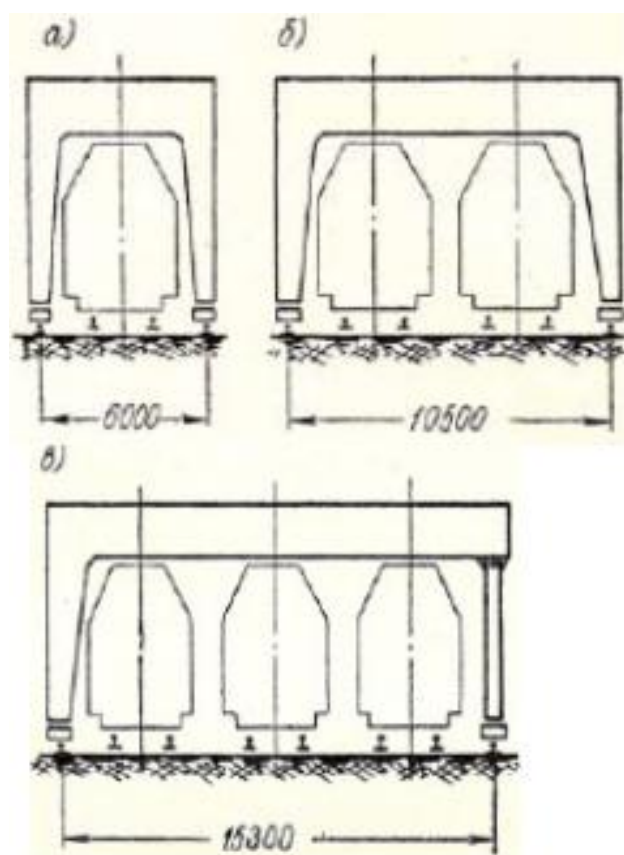


Рисунок 10.2 – Схеми порталів : а - однопутного; б - двоколійного; у – триколійного



Рисунок 10.3 - Рамний чотирьохстійковий портал коробчатої конструкції

10 КРАНОВЕ ОБЛАДННЯ

10.1 Робоче обладнання

До робочого устаткування відносяться; спредери, двухчелюстные грейфери, електромагніти, многочелюстные грейфери, крюкові підвіски, траверси.



Рисунок 11.1 – Робоче устаткування: а - спредер; би - двухчелюстной грейфер; у - електромагніт; г - багатощелепний грейфер

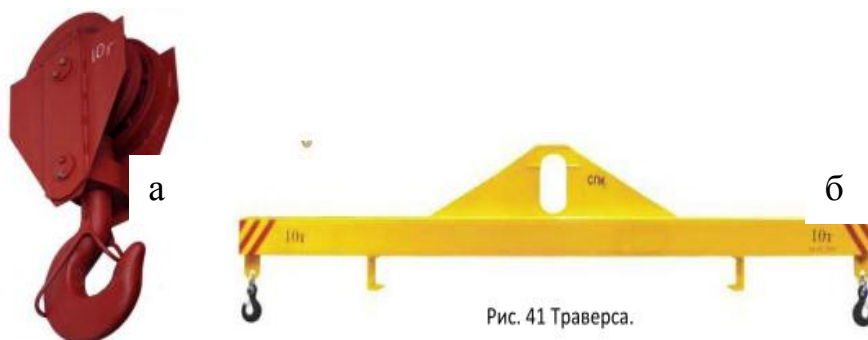


Рис. 41 Траверса.

Рисунок 11.2 – Робоче обладнання

10.2 Кабіна

Кабіни управління. Кабіни управління порталних кранів (рис. 11.3, 11.4) зазвичай розташовуються на поворотній рамі, в передній її частині. Для забезпечення хорошої видимості з кабіни найзручніше, коли вісь її співпадає з віссю симетрії крану. У кабіні управління встановлюється сидіння для кранівника і розміщуються прилади управління і апаратура для освітлення крану (командо-контроллери, трансформатори, щит освітлення і ін.) в задній частині кабіни управління поміщається отопительно-вентиляционная

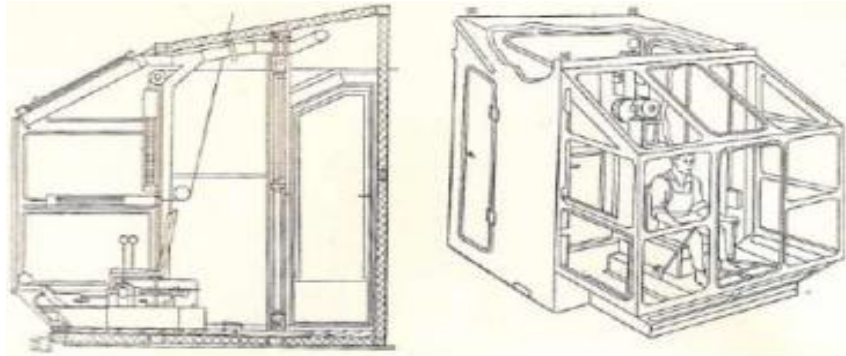


Рисунок 11.3 - Кабіна управління крану ЗПТО ім. С. М. Кирова



Рисунок 11.4 - Варіант виконання кабіни управління

Електроустаткування, яке може бути джерелом тепловиділень (опори, пускачі, комутаційна апаратура), як правило, розміщується в кабіні механізмів. Пол кабіни управління має бути покритий гумовим килимком. Кабіни механізмів. Механізми поворотної частини порталних кранів розташовуються в закритих, водонепроникних, таких, що не утеплюють

кабінах (рис. 11.4). Механізм зміни вильоту укосини часто встановлюється в спеціальній кабіні, що поміщається на майданчику над кабіною механізмів або у верхній частині каркаса, а в кранах з колоною - усередині останньої. Окрім механізмів, в кабіні розміщують панелі і опори. До каркаса перекриття кабіни механізмів зазвичай кріпиться на болтах двотаврова балка, по якій переміщається ручний візок з талью для обслуговування механізмів і устаткування, кабіні встановлених в кабіні.

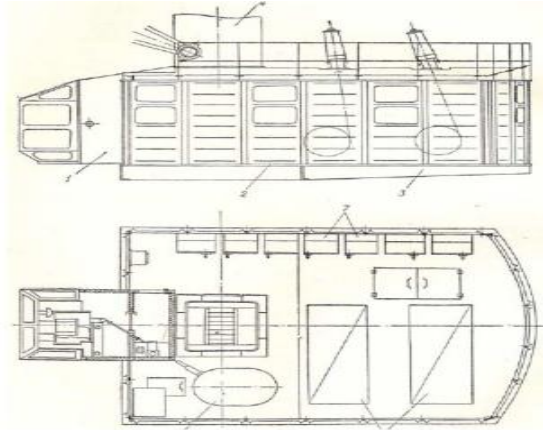


Рисунок 11.5, - Кабіна механізмів крану ЗПТО ім. С. М. Кірова

10.3 Облаштування безпеки

Найголовнішим облаштуванням безпеки порталного крану являється облаштування обмежувача вантажопідйомності, що складається з силоизмерительной осередку, вимірювального підсилювача і електронного пристрою для сприйняття отримуваних сигналів, показує через індикаторне облаштування (світлове табло) значення вантажу, що піднімається порталним краном. Найважливішим завданням електронного облаштування вантажопідйомності крану є заборона перевантаження порталного крану у разі виникнення підйому надмірних вантажів, що перевищують вантажопідйомність крану, що допускається, і дозволяє усього лише опустити на землю вантаж, що піднімається. Інших важливих облаштувань безпеки крану належить анемометр, що постійно вимірює і реєструє тиски вітру. Принцип дії вживаного анемометра ґрунтований на лопатевому облаштуванні виміру швидкості вітру. Досягши налагодженого в пристрої значення швидкості вітру і при перевищенні значення швидкості вітру, що допускається, облаштування анемометра спочатку видає оповіщаючий, застережливий сигнал, а потім видає команду для зупинки рухів і відключення крану. У разі досягнення тиску вітру, що

перевищує значення тиску, врахованого при проектуванні крану, облаштування анемометра приводить в дію рейкові протиугінні захоплення і зупиняє механізм пересування крану.

Портальний кран має спеціальну систему електричного захисту вживаних електричних пристроїв і апаратури, що, у разі виникнення неполадок в мережі служить для захисту електричних пристроїв і апаратури.

До числа подальших облаштувань захисту і безпеки крану слід віднести різні облаштування блокування, облаштування механічного захисту, кінцеві вимикачі і обмежуючі вимикачі, спрацьовування яких відбувається під дією і спільне з програмованою системою управління приводних облаштувань крану, вони в основному виконують роль захисту механізмів і вузлів крану і у разі виникнення крайній або аварійний ситуація обмежує крайній положення або видає сигнал заборона на виконання те або інший функція.

У разі виникнення аварійної ситуації на портальному крані його робота може бути зупинена також кнопкою аварійного виключення з кабіни кранівника, що, у свою чергу також означає свого роду захисний захід по захисту облаштувань крану. В інтересах безпеки експлуатації портального крану на нім застосовані наступні облаштування безпеки і сигналізації :

Механічні захисту:

- облаштування електричного рейкового протиугінного захоплення
- обмежувач від вискакування каната із струмка канатних блоків

Облаштування електричного захисту крану :

- система захисту від дотику
- система захисту від перевантажень струмів
- захист від струмів короткого замикання
- захист від нульової напруги
- внутрішній молниеотводная захист
- захист від перевантаження крану
- захист від нульовий положення командоконтролер
- аварійний вимикач
- захист від пуск в закритий стані рейковий протиугінний захоплення (механізм пересування, портал)

Обмежувач крайній положення :

- кінцевий вимикач верхній і нижній кінцевий положення вантаж
- кінцевий положення найбільший і найменший виліт стріла

— обмежувач від зіткнення два кран, переміщається на один і те ж підкрановий шлях

Вживані на крані вимірювальні прилади:

- вольтметр
- амперметри
- анемометр для виміру тиску вітру
- вимірник навантаження (обмежувач вантажопідйомності)

Сигналізації на крані:

- звукова і світлова сигналізація при переміщенні крану
- сигнальний гудок
- сигнальна сирена
- індикаторний пристрій (дисплей) і операторська панель на пульті управління краном (для цілей функції перевірки режимів і параметрів роботи, індикації помилок і неполадок системи).

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны. - М.: Машиностроение, 1985. - 248 с.
- 2 Дукельский А.И. Портовые грузоподъемные машины. - М.: Транспорт, 1970. - 439 с.
- 3 Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. - К.: Выща школа, 1989. - 328 с.
- 4 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1975. - 431 с.
- 5 Герасимьяк Р.П., Параил В.А. Электроприводы крановых механизмов. - М.: Энергия, 1970. - 133 с.
- 6 Расчеты крановых механизмов с применением электронных таблиц EXCEL: Учебное пособие для студентов технических вузов / А.М.Маковский, П.Ф.Лях, И.А.Лукьянов. –Краматорск: ДГМА, 2003–172с.
- 7 Справочник по кранам: В 2 т. / М.П.Александров, М.М.Гохберг, А.А.Ковин и др.; Под общ. Ред. М.М.Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988. - Т. 2. - 559 с.