

ВСТУП

Одним з головних засобів підвищення продуктивності праці в гірничій промисловості є подальше вдосконалення техніки, впровадження у виробництво нових машин та механізмів, передової технології, а також модернізація вже існуючого обладнання на основі останніх досягнень науки.

Конструкція будь-якої машини, що призначається для механізації видобувних, транспортних або допоміжних операцій у гірничих умовах, повинна відповідати спеціальним гірничотехнічним вимогам, які обумовлені специфікою виробництва, які диктуються в першу чергу обмеженістю робочого місця. Обмежені розміри гірничих виробок пред'являють дуже жорсткі вимоги до габаритів машин, особливо за висотою та шириною. Іншими словами, компактність гірничих машин є визначальним критерієм раціональності їхньої конструкції.

Більшість машинних агрегатів найрізноманітнішого призначення мають у своєму складі передавальний механізм, що є сполучно. ланкою між двигуном і виконавчим органом. Серед таких механізмів гірничих машин найбільшого поширення набули пристрої механічного принципу дії і насамперед зубчасті передачі, вибір і розрахунок яких становлять найбільш відповідальну частину процесу конструювання машин.

Сучасні гірничі машини у більшості випадків являють собою багатоагрегатні конструкції, призначені для одночасного виконання різних за характером операцій, тому їх кінематичні схеми виявляються досить складними. Останнє посилюється також порівняно невисокими швидкостями рухів виконавчих органів, що вимагає здійснення приводом великих передатних відносин і регулювання швидкості. Аналіз показує, що габарити, маса і вартість передавальних механізмів займають істотну частину габаритів, маси і вартості машин загалом.

На даному етапі розвитку гірничої техніки вирішення проблеми, пов'язаної із зменшенням габаритів та маси приводних пристроїв, слід шукати у заміні звичайних передач із нерухомими осями зубчастих коліс передачами планетарного

типу. Така заміна забезпечує зниження маси приводів у 2-3 рази (а в окремих випадках і більше) з одночасним зменшенням їх габаритів.

За допомогою планетарних механізмів можна реалізувати великі за величиною передавальні відносини при малій кількості зубчастих коліс. Знімання потужності з кількох ланок дозволяє вирішити задачу розподілу енергетичного потоку від одного провідного елемента кільком веденим в одній компактній передачі. Крім цього планетарним механізмам притаманні й інші, не менш важливі якості, такі, як співвісність, високий ККД та ін.

Ще більший ефект для вирішення цієї проблеми дає застосування планетарних замкнутих механізмів з розподілом потужності, що підводиться, по гілках замкнутого контуру на паралельні потоки.

Нині намітилася тенденція значного збільшення потужності двигунів гірничих машин. Таке збільшення потужності робить завдання отримання компактного приводу ще вагоміше, а широке використання планетарних механізмів у машинах гірничої промисловості - невідкладним.

Досвід конструювання та експлуатації планетарних коробок транспортних машин показує, що ці коробки перед звичайними мають ряд істотних переваг, найважливішими з яких є такі.

1. Досягається зниження маси коробки 1,5—3 рази. Так, наприклад, шестишвидкісна коробка ZF-Медіа звичайного виконання в алюмінієвому корпусі, що передає момент 50кґс.м, має масу 250 кг. Планетарна коробка Девід Браун 557 в сталевому корпусі, розрахована на передачу того самого моменту, має масу 186 кг.

2. Габарити планетарних коробок швидкостей за інших рівних умов у 4—8 разів менші за габарити коробок звичайного виконання [20].

3. Надійність і довговічність планетарної коробки швидкостей багато в чому залежить від її кінематичної схеми. Якщо схема оптимальна, то зазначені показники будуть вищими у планетарної коробки.

4. Істотно спрощується автоматизація керування приводом машини.

5. Планетарна коробка швидкостей є механізмом співвісного типу, що

позитивно позначається на компоновальні рішення приводів окремих гірських машин (наприклад, роторні екскаватори, конвеєри та ін.).

Вказані вище переваги планетарних коробок швидкостей переважно не враховують функціональне призначення самої гірничої машини та деякі специфічні вимоги до її приводів.

Слід проте помітити, що високий ККД і малі габарити мають не всі планетарні механізми. Якщо для звичайних передач вибір кінематичної схеми не має вирішального значення, то для планетарних механізмів це питання набуває першорядної важливості. Практика конструювання та експлуатації планетарних механізмів показує, що невдало обрана кінематична схема призводить до непередбачених поломок та виходу машини з ладу. Не виключена можливість отримання механізму непрацездатного взагалі або непридатного до експлуатації через дуже низький ККД. Зазначені обставини, а також більш складна теорія планетарних передач обумовлюють певною мірою той факт, що конструктори приводних пристроїв відмовляються від застосування таких передач через труднощі на початку проектування.

Ще більші труднощі постають перед конструктором при виборі схеми багатошвидкісного планетарного механізму. Синтез такого механізму відноситься до категорії завдань, що мають безліч розв'язків. Так, наприклад, завдання синтезу кінематичної схеми тришвидкісної планетарної коробки має за сприятливих вихідних даних понад 50 рішень. З цих рішень в процесі проектування потрібно знайти не просто працездатне рішення, а краще з можливих, яке забезпечить найліпші техніко-економічні показники.

Отже дослідження процесу роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин з метою розробки методики вибору раціональних параметрів таких редукторів є *актуальним науково-технічним завданням*.

Метою роботи є покращення режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів.

Об'єкт досліджень – процес роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

Предмет дослідження – параметри багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

Наукові положення.

1. Встановлено критерії оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач: відповідність заданим передавальним відношенням із достатнім (необхідним) ступенем точності; параметр елементарного ряду k , який визначає габарити та вагу планетарного редуктору з раціональним діапазоном $k = 2,5 - 3$; мінімальні кутові швидкості ланок механізму; ККД механізму, який для багатошвидкісних планетарних редукторів, що встановлюються в приводах гірничих машин, при роботі на будь-якому з ступенів під повним навантаженням не повинен бути нижчим за 0,9,
2. Розроблено методику вибору раціональної схеми двошвидкісного планетарного редуктору з 3 можливих, що забезпечує відповідність критеріям оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.
3. Розроблено методику вибору раціональної схеми трохшвидкісного планетарного редуктору з 11 можливих, що забезпечує відповідність критеріям оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.

1. АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ ГІРНИЧИХ МАШИН

1.1. Аналіз конструкцій планетарних механізмів у приводах гірничих машин

Розглядаючи передаточні механізми приводів сучасних гірничих машин можна встановити, що як у нашій країні, так і за кордоном усі ширше у практику конструювання таких механізмів впроваджуються планетарні передачі, які використовуються, наприклад, у механізмах напору, підйому, тяги, повороту та пересування одноковшових екскаваторів; у приводах робочих органів роторних екскаваторів EP-25, EP-100; у мотор-барабанах і двобарабанних приводах конвеєрів; у приводі шахтних підйомних машин та ін [2, 7, 12, 19].

Розглянемо деякі приклади планетарних механізмів у приводах гірничих машин.

Дворядна проста планетарна передача використана також у приводі обертача бурового верстата Б15с. На рис. 1.1 показаний один з варіантів конструктивного виконання редуктора обертача [2, 7, 12, 19].

Водило 9 першого ступеня планетарної передачі посаджено на вал-шестерню 11 другого ступеня. Сателіти 6, закріплені на осях 8, знаходяться в зачепленні з вінцем 10, який запресований в корпусі редуктора і фіксується штифтом. Веденим елементом передачі є водило 12 другого ступеня, одержує рух від водила 9 першого ступеня через вал-шестерню 11 і сателіти 5. Останні обкатуються по нерухомому вінцю 13 з внутрішнім зачепленням і посаджені на осі 4, встановлені у водилі 12. Буровий патрон 12 у розточуванні водила 12 болтом 2 обертається, таким чином, разом з водилом. Водно встановлюється на підшипниках в корпусі 7 і кришці 3 [2, 7, 12, 19].

На рис. 1.2 наведено конструкцію двоступінчастого планетарного редуктора замкнутого типу приводу головної лебідки екскаватора Е-6516.

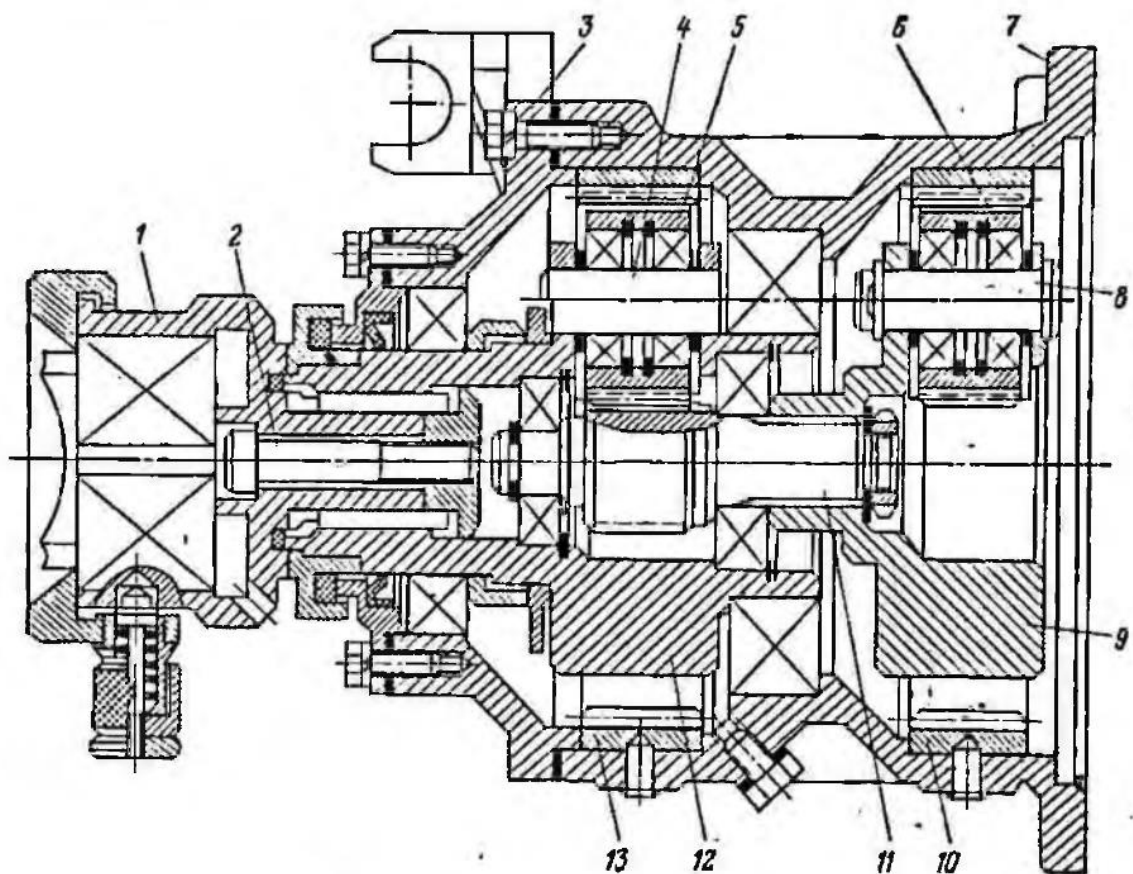


Рис 1.1 - Привод обертача бурового верстата Б15с [2, 7, 12, 19].

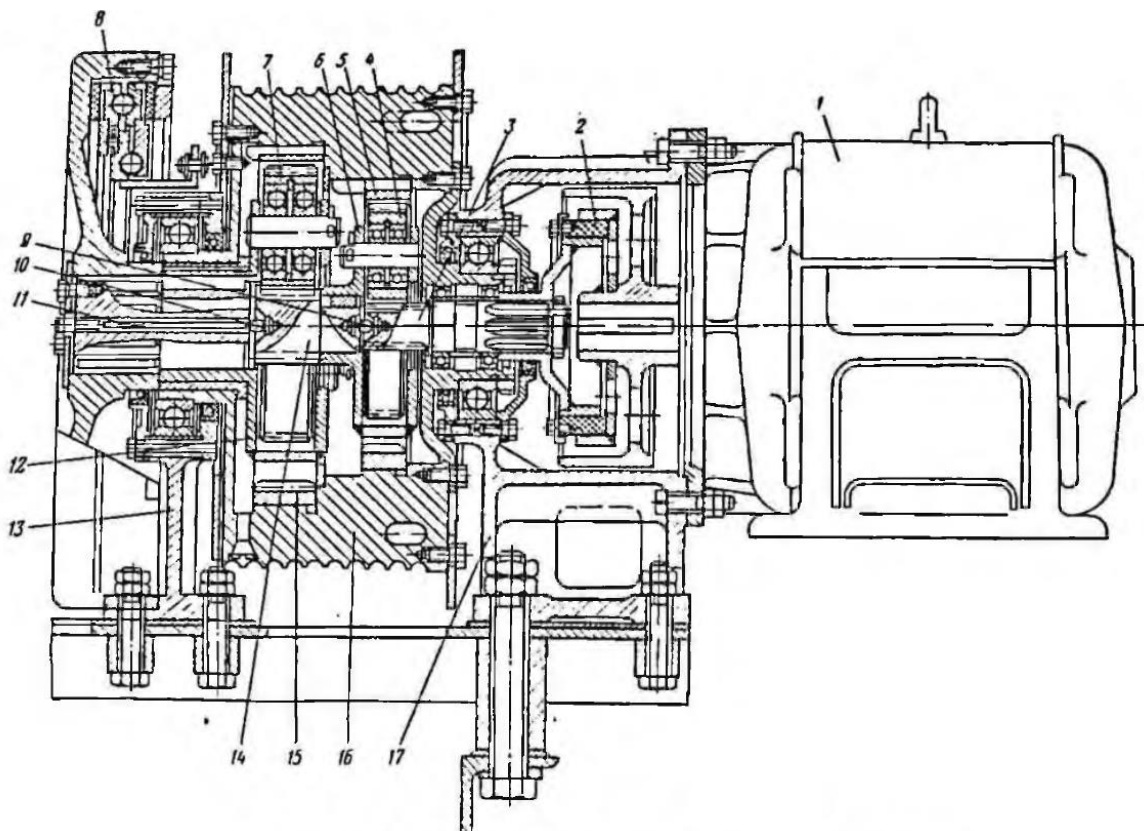


Рис 1.2 - Двоступінчастий планетарний редуктор замкнутого типу приводу головної лебідки екскаватора Е-6516.

Привод лебідки здійснюється від електродвигуна 1. Через пружну муфту 2 рух передається на вал-шестерню 3 і далі на сателіти 4. Ці сателіти надають руху колесо 5 і водило 6 першого ступеня, яке, у свою чергу, обертає вал-шестерню 14 другого ступеня редуктора. Водило 12 другого ступеня загальмовано, рух від шестерні 14 через сателіти 7 передається колесу 15. Барабан 16, в якому закріплені зубчаті колеса внутрішнього зачеплення 5 п 15, є, таким чином, веденим елементом передачі. Барабан обертається на шарикопідшипниках, закріплених в опорах 13 і 17 лебідки [2, 7, 12, 19].

Для поліпшення розподілу навантаження між сателітами водило 6 першого ступеня і вал-шестерню 14 другого ступеня виконані безопорними і утримуються в радіальному напрямку тільки зубами коліс, а в осьовому-кульковими упорами 9 і 10 встановленими в центрових виточках. Осьовий зазор між кульками та плаваючими ланками регулюється гвинтом 11 [2, 7, 12, 19].

Ланкою передачі, що сприймає реактивний момент, є водило 12 другого ступеня, жорстко з'єднане з гальмівним пристроєм 8. За допомогою цього пристрою можна звільнити (тобто розгальмувати) водило і тим самим розірвати кінематичний ланцюг. У цьому випадку барабан буде вільно обертатися під дією натягу каната, що необхідно, наприклад, при закиданні ковша драглайна.

У механізмі зміни вильоту стріли (рис. 1.3) екскаватора використано схему планетарної передачі тину ЗК [2, 5-7, 12].

Електродвигун фланцевого виконання з'єднаний муфтою із валом-шестірнею планетарного редуктора, вбудованого в барабан. При включенні електродвигуна провідна напівмуфта повертається у початковий момент щодо веденої на деякий кут. При цьому за рахунок скосів, наявних на торцевій поверхні віджимних шайб 2 і кульок, що знаходяться між ними, рухомий диск 4 гальма відходить від нерухомого, жорстко пов'язаного з корпусом 3. Пружина 5 в цей час стискається [2, 5-7, 12].

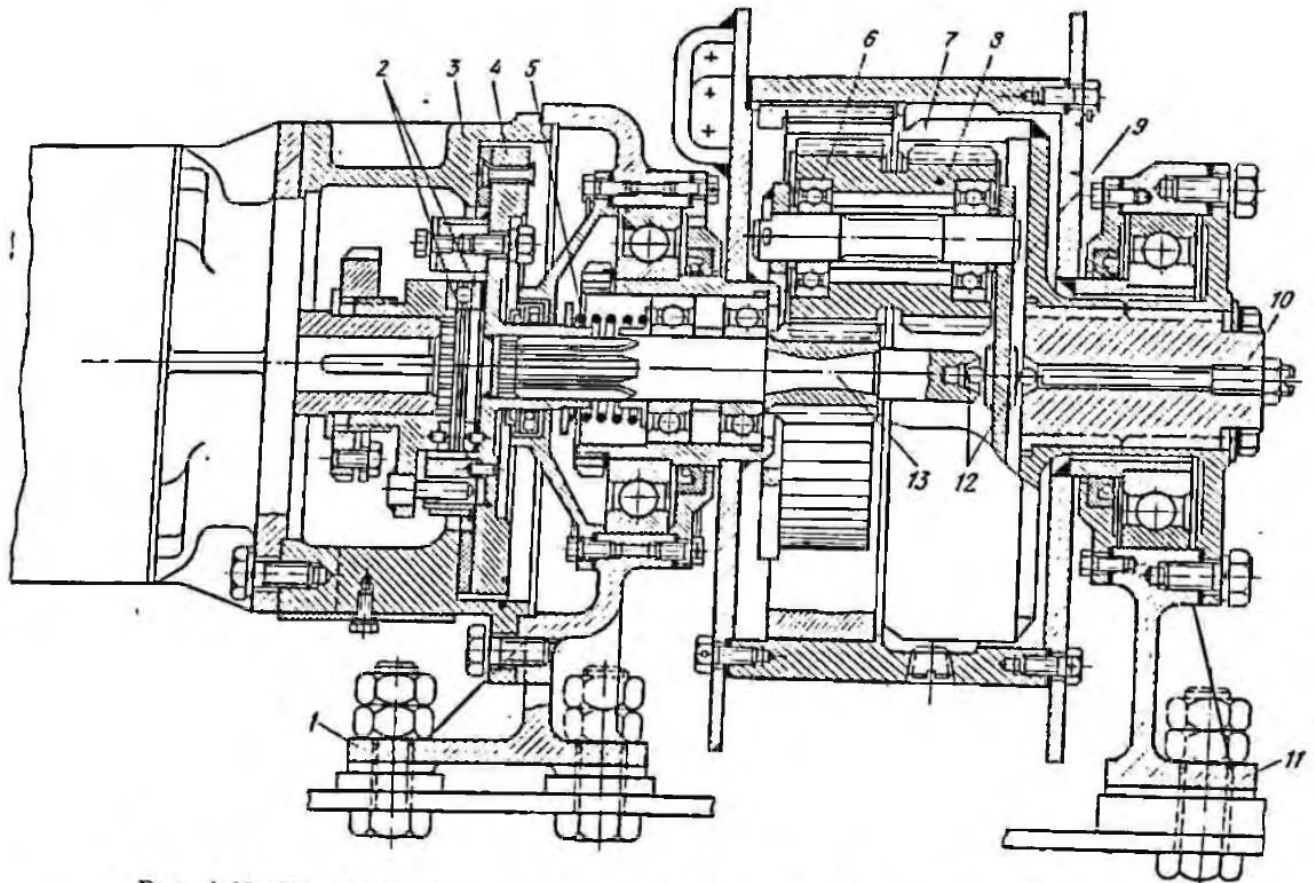


Рис 1.3 - Механізм зміни вильоту стріли екскаватора Е-6516 [2, 5-7, 12]

З гальмівного диска 4, що є веденою напівмуфтою, рух передається на шестірню 13, яка знаходиться в зачепленні з сателітами 8. Сателіти, обкочуючись по нерухомому колесу 7, надають руху колесо 6 внутрішнього зачеплення, а отже, і барабан, в якому це колесо. Як опори барабана служать шарикопідшипники, встановлені в кронштейнах 1 і 11 лебідки [2, 5-7, 12].

Водило 9 не має радіальних опор, а в осьовому напрямку утримується кульковими упорами 12. Для регулювання осьового зазору служать гвинтя 10.

Для приводу механізму повороту крокуючого екскаватора був спроектований виготовлений планетарний редуктор (рис. 1.4) [2, 7, 12].

У цьому редукторі ведуча шестерня 8 радіальних опор не має. Подвійні сателіти 5 на осях 6 жорстко закріплених у водилі 7 взаємодіють з двома центральними колесами 2 а 3 внутрішнього зачеплення. Нерухоме колесо 3 з'єднане з корпусом передачі, а колесо 2 - з веденим валом 9 через тонкостінні оболонки 1 і 4.

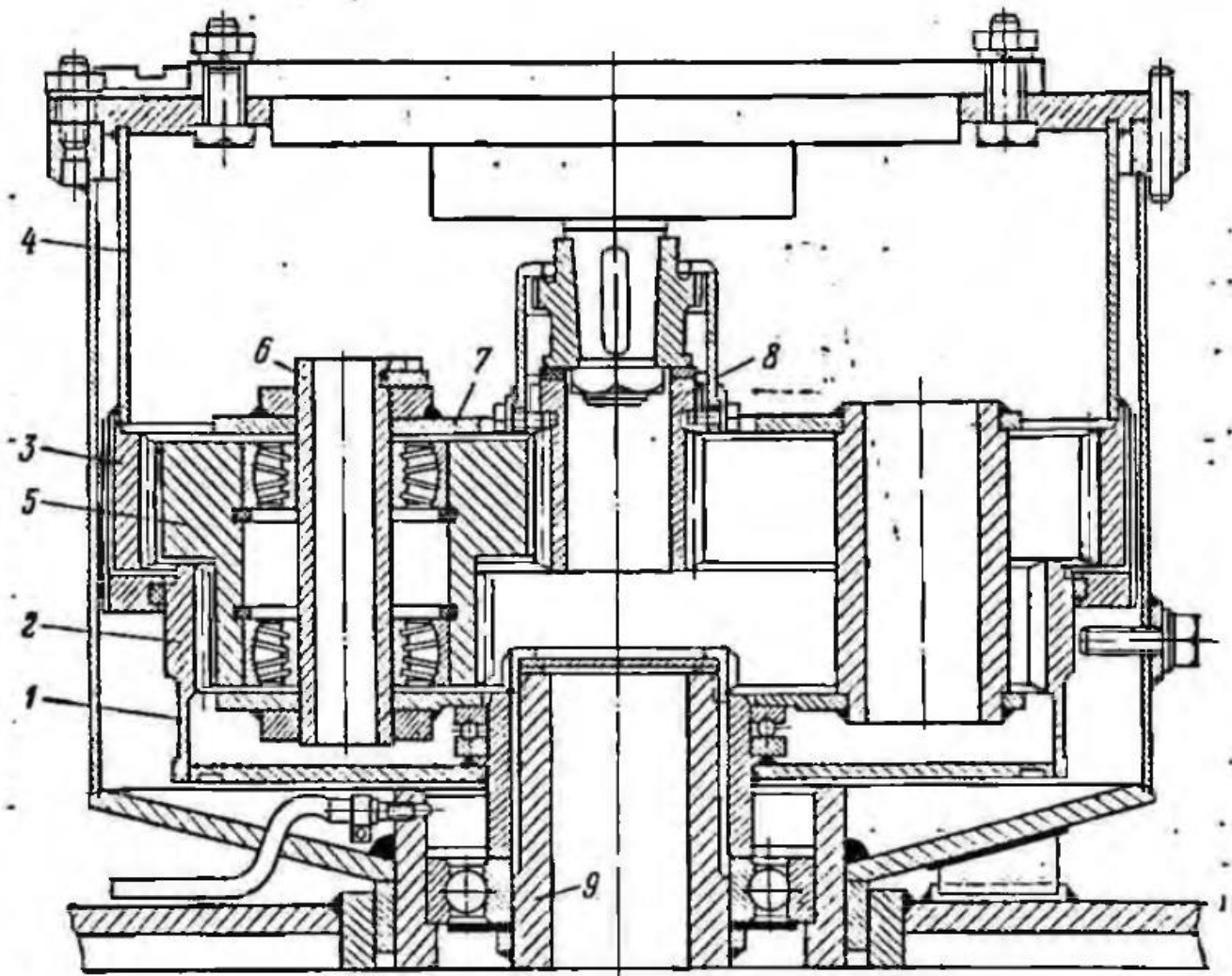


Рис 1.4 - Привод механізму повороту крокуючого екскаватора [2, 5-7, 12].

За допомогою цих оболонок на зубчасті вінці передаються моменти, що крутять, а за рахунок їх пружної деформації відбувається вирівнювання навантаження між сателітами [2, 5-7, 12].

Широке застосування планетарні передачі отримали у приводах різних механізмів кар'єрних роторних екскаваторів, особливо малих моделей, що створюються на базі універсальних дизель-електричних одноківшових машин.

У приводі робочого органу екскаватора EP-25 використано планетарну передачу, вбудовану в роторне колесо (рис. 1.5) [2, 5-7, 11, 12].

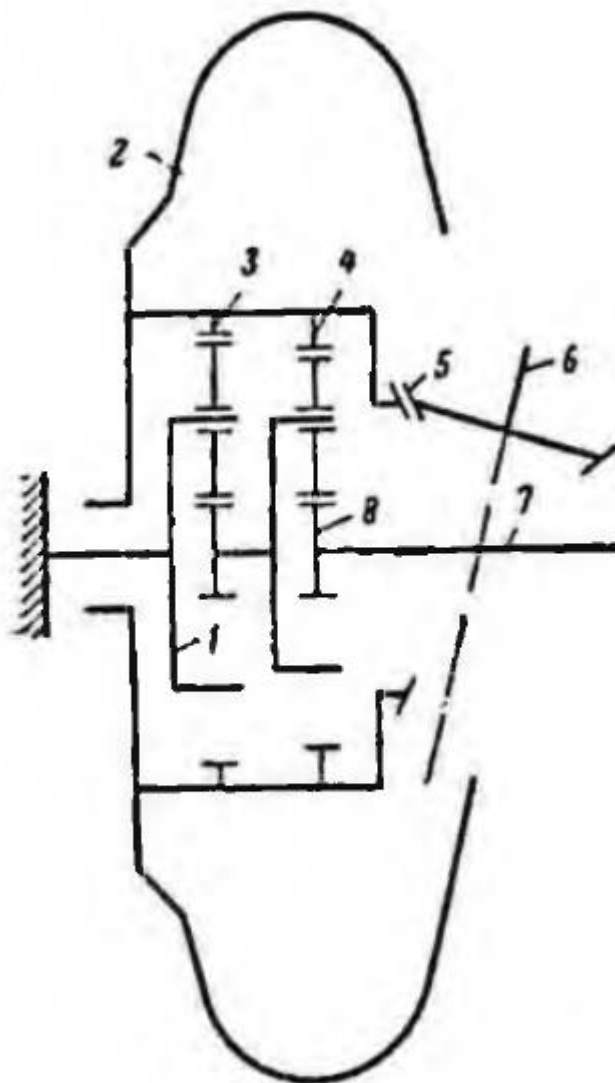


Рис 1.5 – Кінематична схема приводу ротора екскаватора EP-25 [2, 5-7, 11, 12]

Привід здійснюється від тришвидкісного електродвигуна на провідний вал планетарного 7 редуктора через карданну передачу і конічну пару. Планетарний редуктор — двоступінчастий, замкненого типу, із загальмованим водилом 1 другого ступеня. Провідним елементом передачі є шестерня 8, а веденим обидва центральних колеса 3 п 4 внутрішнього зачеплення, що являють собою, корпус редуктора. Роторне колесо 2 посаджено на корпус редуктора л, таким чином обертається разом з ним. Від корпусу через копчену пару 5 приводиться в обертання вал 6 тарілчастого живильника, що подає ґрунт з ротора на конвеєр приймальний [2, 5-7, 11, 12].

Перспективними приводними пристроями для конвеєрів, живильників, екскаваторів, лебідок та іншого обладнання є мотор-барабани. В даний час розроблено велику кількість їх конструктивних варіантів, причому як передавальний механізм використовується в основному той чи інший тип планетарної передачі. Вибір схеми передачі обумовлений різними факторами, які повинні враховувати як вимоги до мотор-барабанів, так і специфіку конструкції агрегату в залежності від його функціонального призначення. Для швидкохідних конвеєрів малої потужності застосовують мотор-барабани із планетарними передачами типу 2К-Н із зовнішніми зачепленнями зубчастих коліс. У великовантажних лебідках з швидкохідними двигунами малої потужності більш прийнятними є мотор-барабани з планетарною передачею типу 3К. У мотор-барабанах приводів малої потужності з короткочасним режимом роботи доцільно використання планетарних передач типу 2К-Н з двома внутрішніми зачепленнями і провідним водилом. Крім зазначених, в мотор-барабанах знаходять застосування інші типи передач [10, 13-16, 18, 20].

Слід зазначити, що однією з позитивних властивостей мотор-барабанів є порівняльна простота створення вибухобезпечних конструкцій, що особливо важливо для машин, що працюють у шахтних умовах [10, 13-16, 18, 20].

На рис. 1.7 наведена одна з конструкцій мотор-барабану з повітрям охолодженням для підземних стрічкових конвеєрів [10, 13-16, 18, 20].

Обертання від електродвигуна передається везучому елементу планетарної передачі - шестерні 1. Далі через сателіти 2 і водило 3 рух отримує шестерня 4. Вінець внутрішнього зачеплення 10 закріплений в нерухомому корпусі 9, з яким пов'язані також осі паразитних коліс 5. Шестерня 4 через колесо рух вінця внутрішнього зачеплення 7 у закріплений в корпусі барабана 5. В якості опор паразитних коліс 5 п сателітів 2 використані парні роликотідишники 6 л 11.

У двобарабанному приводі конвеєра з жорстким кінематичним зв'язком між барабанами відбувається перерозподіл тягової сили. Внаслідок цього натяг стрічки на проміжній гілці може коливатися в значних межах, що призводить до прослизання її на барабанах і швидкого зносу [10, 13-16, 18, 20].

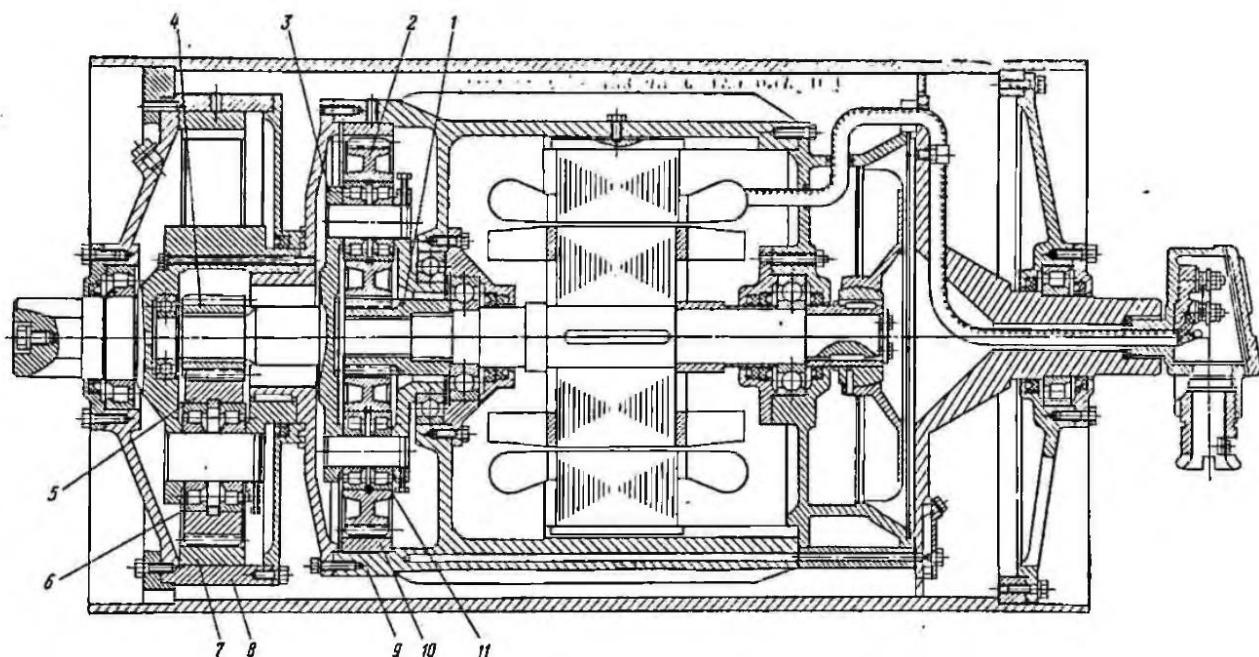


Рис 1.7 - Мотор-барaban з повітрям охолодженням для підземних стрічкових конвеєрів [10, 13-16, 18, 20]

Більш досконалим (щодо розподілу тягового-зусилля між барабанами) є одно-і дводвигунний привід конвеєра з передавальним механізмом, що включає несиметричний диференціал. Диференціал забезпечує постійне співвідношення моментів на обох барабанах незалежно від коливання коефіцієнта тертя на них та навантаження на конвеєрі.

Як приклад такого передавального механізму розглянемо конструкцію привода стрічкового конвеєра 1Л80 (рис. 1.8) [10, 13-16, 18, 20].

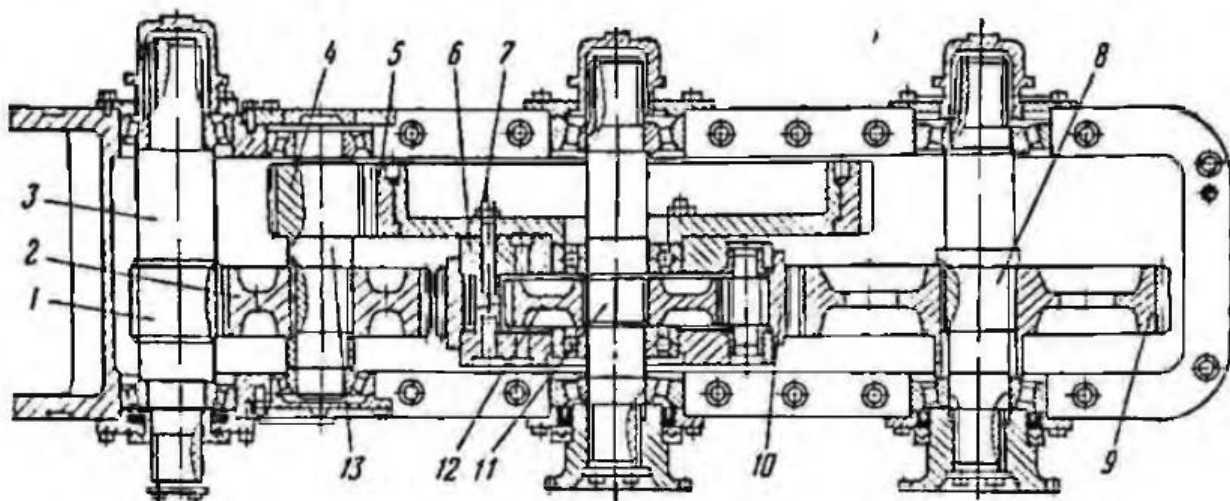


Рис 1.8 - Привод стрічкового конвеєра 1Л80 [10, 13-16, 18, 20]

Провідний вал 3 редуктора за допомогою зубчастої циліндричної пари 1-2 передає момент на вал 13. Провідне ланка планетарної передачі - водило 6, скріплене з колесом 5 болтами 7, отримує рух через зубчасту пару 4-5. Відомими ланками цієї передачі є шестерня 12 і 10 колесо, яке виконано з двома зачепленнями - зовнішнім і внутрішнім. Зовнішнє-зачеплення використовується для передачі моменту на вал 8 за допомогою зубчастого колеса 9. Вихідні вали 8 і 11 служать для передачі руху приводним барабанам [10, 13-16, 18, 20].

Аналогічна конструкція використовується також у приводі стрічкового конвеєра 1ЛТ-80.

З кінця 50-х років поточного століття планетарні передачі почали застосовуватися в приводах шахтних підйомних машин.

Планетарний редуктор, включений у схему приводу підйомної машини, являє собою просту дворядну планетарну передачу з косозубими колесами (рис. 1.9) [11].

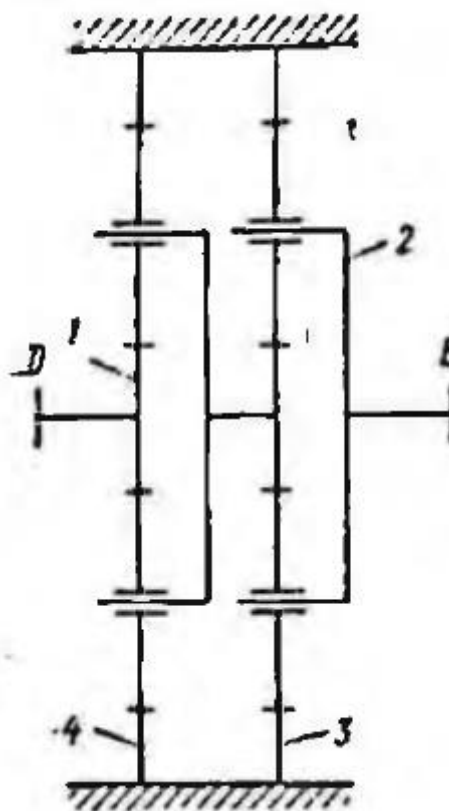


Рис 1.9 - Схема приводу підйомної машини [11]

Провідною ланкою передачі є шестерня 1 першого ряду, веденим - водило 2 другого ряду. Реактивний момент сприймається корпусом редуктора, з яким жорстко скріплені зубчасті вінці 3 і 4. У конструкції даного редуктора використана пружна підвіска коліс 3 п 4, завдяки якій вирівнюється навантаження між сателітами і поліпшується динаміка приводу в періоди пуску і зупинки [11].

Додатково можна зазначити, що у проєктованих машинах гірничорудної галузі питома вага планетарних механізмів перевищує 50%, а в машинах, переданих у виробництво, він досягає 40% [11].

У комплекс заходів, спрямованих створення сучасної високопродуктивної гірничої техніки, стоять питання, пов'язані з регулюванням швидкості виконавчих механізмів. На вибір способу регулювання цієї швидкості впливає діапазон регулювання і енергоємність процесів руйнування, завантаження і транспортування гірських порід. Оскільки ступінь впливу зазначених факторів залежить від цілого ряду чинників, у кожному конкретному випадку потрібні спеціальні дослідження.

У практиці сучасного гірничого машинобудування застосовуються такі способи регулювання швидкостей роботи передач [8, 9, 11]:

- Ступінчастий;
- Безступінчастий;
- Комбінований.

Комбінований спосіб передбачає наявність декількох ступенів і швидкостей при плавному регулюванні останньої в межах кожного ступеня [8, 9, 11].

На сучасних кар'єрах працює понад 250 типів роторних екскаваторів з різними експлуатаційними параметрами, схемами приводних пристроїв основних механізмів, їх компонованням і конструкціями вузлів [8, 9, 11].

Більшість зазначених машин має багатодвигунний електро- або гідропривід (у рідкісних випадках - комбінований) при автономному джерелі енергії, в якості якого застосовується дизель. В цілях підтримки максимальної продуктивності екскаватора привід поворотного механізму має або плавне регулювання швидкості, або ступінчасте (з великим числом ступенів) [8, 9, 11].

Для плавного регулювання швидкості подачі (повороту платформи) найбільшого поширення в конструкціях як вітчизняних, так і зарубіжних машин набули електричні передачі на постійному струмі (система Г-Д), наприклад, роторні екскаватори EP-100, PE-1, EPG-1600 та ін. Гідравлічний привід механізму повороту встановлено на деяких зразках німецьких машин.

Ступінчасте регулювання швидкості має більшість екскаваторів малих моделей США та окремі моделі вітчизняних машин.

У конструкціях роторних екскаваторів передбачено, як правило, наявність системи, що стежить та забезпечує зміну швидкості повороту в міру зміни його кута, що дозволяє підтримувати продуктивність машини в межах проектних значень.

Залежно від призначення екскаватора і фізико-механічних властивостей гірських порід, що розробляються, привід робочого органу повинен забезпечити певну кількість швидкостей різання. Наявність кількох швидкостей викликає необхідність вибору способу регулювання швидкості.

Безступінчасте регулювання швидкості ротора здійснюється за допомогою гідравлічних (екскаватор EPG-300) або електричних передач.

Електричні передачі виконують як у постійному, і на змінному струмі. Наприклад, для приводу ротора вітчизняного екскаватора PE-1 та екскаваторів малих моделей фірми «Крумп» (ФРН) використано двигун постійного струму, а на деяких екскаваторах ФРН середньої потужності для приводу робочого органу застосовано коротко замкнутий асинхронний електродвигун із частотним регулюванням.

Механічні безступінчасті передачі (варіатори) у приводі робочого органу екскаваторів роторних застосування не знайшли.

Ступінчасте регулювання швидкості здійснюється або багатократним електродвигуном (наприклад, екскаватор EP-25), або включенням у схему приводу коробки швидкостей звичайного виконання (екскаватор EP-100) або планетарної (екскаватор малої моделі фірми Mechanika Excavators, США).

Кілька ступенів швидкості ротора можна отримати також використанням багатодвигунного приводу, що працює через механічний диференціал. Такий тип приводу набув поширення на деяких екскаваторах НДР.

У табл 1.1 для різних моделей роторних екскаваторів наведені дані за кількістю ступенів швидкості у приводі робочого органу, діапазонів та способів її регулювання.

Таблиця 1.1 – Діапазони та способи регулювання швидкості приводів роторних екскаваторів [11]

Марка екскаватора	Число ступенів швидкості	Діапазон регулювання	Спосіб регулювання
EP-25 5/2	3	2,02	Ступінчастий
EP-100 7/3,5	4	2,85	
EPГ-350/1000	3	1,51	
PE-1	2	2	
P-60	2	1,26	
УГЕ-1	2	1,36	
EPГ-1600 40/10 31	3	1,67	
SchRS 25/0.35 6	-	3,52	Безступінчастий
SchRS 150/7 12	4	1,53	Ступінчастий
SchRS 100/0 14	3	6,03	Безступінчастий
SchRS 100/0,5 8	3	1,4	
SchRS 200/7 12	2	1,45	
SchRS 200/7 13	3	2,87	
SchRS 300/3,8 24,6	2	1,73	Комбінований
SchRS 200/0 15	3	1,67	Ступінчастий
SchRS 300/1 12	3	1,4	
K-300	3	1,51	

У приводах конвеєрів для підземних робіт знаходить застосування ступінчасте регулювання швидкості конвеєрного полотна, причому кількість швидкостей у реально здійснених конструкціях не перевищує двох (див. табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Діапазони та способи регулювання швидкості приводів конвеєрів [11, 18, 20]

Тип конвеєра	Число ступенів швидкості	Діапазон регулювання	Спосіб регулювання
Скребоквий конвеєр СП-63	2	1,15	Ступінчастий
Скребоквий конвеєр СП-63Т/С2 стругової установки УСБ-67	2	1,23	
Скребоквий конвеєр стругової установки УСО-1	2	1,77	
Скребоквий конвеєр С-53	2	1,45	
Скребоквий конвеєр СП-48	2	1,15	
Телескопічний конвеєр КТШ	2	1,25	
Стрічковий конвеєр 2ЛЛ-100	2	2,0	
Стрічковий конвеєр 2ЛЛ-120	2	3,15	
Стрічковий конвеєр 3Л-100 (КЛ-2)	2	2,5	
Стрічковий конвеєр 3Л-120	2	3,94	
Стрічковий конвеєр П-50 (КП-250)	2	1,59	
Стрічковий конвеєр П-80 (КП-750)	2	1,56	
Стрічковий конвеєр ПГД-650	3	1,31	
Стрічковий конвеєр ПТ Д-800, ПТД-100	3	1,26	
Стрічковий конвеєр роторної стріли екскаватора SchRS 330/0,5 15,2	2	1,57	
Стрічковий конвеєр роторної стріли екскаватора SchRS 470/3,5 15	2	1,09	
Стрічковий конвеєр роторної стріли екскаватора SchRS 2400/9 35	2	1,11	

Реалізація зазначених ступенів швидкості забезпечується постановкою або змінних зубчастих коліс або блоку ковзних шестерень.

1.2. Аналіз умов роботи планетарних передач гірничих машин

На підприємствах гірничої промисловості, зайнятих розробкою родовищ корисних копалин підземним та відкритим способом, а також на збагачувальних комбінатах, працює велика кількість різних типів гірничих машин. Деякі з них, як, наприклад, конвеєри, лебідки, шахтні локомотиви та ін, використовуються безпосередньо на виїмці та транспортуванні корисних копалин; інші ж застосовуються для підготовки фронту робіт машинам першої групи.

Екскаватори (одноковшові та роторні) можна віднести до машин як першої, так і другої групи, оскільки вони використовуються не тільки на видобувних, а й на вскришних роботах [5].

Для доставки гірничої маси з очисних вибоїв пологих і похилих пластів застосовуються в основному скребкові та стрічкові конвеєри, що використовуються як самостійний доставковий механізм, конструктивно не пов'язаний з іншим обладнанням. На відкритих гірничих роботах найбільше застосування знаходять стрічкові конвеєри [6].

Робота машин як у шахтах, у кар'єрах, так і на збагачувальних фабриках обумовлюється різноманіттям гірничо-геологічних та гірничотехнічних факторів.

Несприятливі газовий та пиловий режими підземних гірничих виробок вимагають у ряді випадків встановлення вибухобезпечного електроустаткування та надійних ущільнень у підшипникових вузлах. Обслуговування та виконання ремонтних операцій утруднені внаслідок стисненого робочого простору, а тому до надійності та зносостійкості їх вузлів і деталей висуваються підвищені вимоги. З цієї ж причини монтажні елементи машин повинні бути відносно легкими, розбірними та транспортабельними [5].

Експлуатація гірничої техніки на відкритих розробках родовищ корисних копалин і будівельних матеріалів також протікає у несприятливих умовах, багато в чому аналогічних зазначеним вище. Крім того, тут слід враховувати ще й вплив різних кліматичних умов на експлуатаційні параметри машини та технологію виконання робіт.

Однією з головних умов високопродуктивної роботи машини є забезпечення роботи первинного двигуна на номінальній потужності. Це вимагає відповідності швидкостей робочого органу і подачі фізико-механічним властивостям гірничих порід, що розробляються, з технологічним умовам роботи [12].

Механічні властивості порід непостійні і змінюються за законами, які заздалегідь неможливо встановити і функціонально описати. Грунтуючись на дослідних даних, можна тільки припустити, що властивості порід коливаються в широких межах і деякі середні значення навантаження для даного блоку відпрацювання або пласта будуть зустрічатися частіше, ніж навантаження значно менші або значно більші середніх [12].

Особливістю сил опору гірських порід руйнуванню мають стохастичний характер їх зміни, а також функціональна залежність цих сил від переміщення виконавчого органу машини і частково від його швидкості. Розглядаючи сили опору, як випадкову функцію, можна отримати її оцінки та характеристики — математичне очікування, кореляційну функцію і дисперсію.

У загальному випадку процес руйнування породи є нестационарним. Як показали різні дослідження, він може бути зведений до розгляду декількох стаціонарних процесів, що мають властивості ергодичності. Необхідною та достатньою умовою ергодичності стаціонарної випадкової функції є прагнення до нуля її кореляційної функції [12].

Стаціонарність випадкової функції характеризується постійним значенням математичного очікування, при цьому кореляційна функція такого процесу залежить тільки від одного аргументу.

Якщо, таким чином, розбити реалізації навантажень та інших параметрів на окремі ділянки з постійним значенням математичного очікування, перевірити кожен з виділених ділянок на стаціонарність ергодичність і дослідити ці ділянки, можна отримати дані, які будуть характеризувати аналізований нестационарний процес [12].

Результуюча навантаження на цьому визначається додаванням окремих випадкових стаціонарних функцій навантажень і характеризується своїм математичним очікуванням п своєю кореляційною функцією [12].

Нестационарність процесу ускладнює завдання щодо його дослідження. Тому на практиці при визначенні навантаження на виконавчому органі виїмкових машин зазвичай виходять з стаціонарності сил опору. Слід зазначити, що випадковий характер зміни сил опору гірських порід при руйнуванні масиву визначає також випадковий характер крупності фракцій породи, зміни продуктивності машини (а отже, потоку, що транспортується) і варіацій навантажень на різні елементи машини [12].

Уявлення про те, що навантаження на робочий орган носить випадковий характер, дають гістограми розподілу цих навантажень, а також дійсні навантажувальні характеристики різних гірничих машин (рис 1.10) [11, 12].



Рис 1.10 – Осцилограма зміни зусиль різання при виїмці суглінка роторним ескаватором Р-60: 1 - колового; 2 – бічного [11,12]

Аналізуючи осцилограми, неважко встановити, що навантаження має змінний характер, низькочастотна частина її обумовлена зміною міцності масиву, що руйнується.

Таким чином, робочий процес гірничих машини визначається сукупністю багатьох випадкових факторів. Ступінь, впливу кожного з них поки ще не виявлено повністю, що значною мірою ускладнює аналітичний опис процесу. Проте спільний вплив всіх цих факторів можна встановити по навантаженню двигуна, що на практиці зазвичай і робиться [11,12].

Аналіз умов експлуатації гірничих машин та режимів їх роботи показує, що конструкція будь-якої машини, призначеної для механізації видобутку транспортних операцій на шахтах і кар'єрах, повинна відповідати згаданим вище гірничотехнічним вимогам. Ці вимоги обумовлені специфікою виробництва гірничих робіт і відбивають вплив як технологічних чинників, і умови експлуатації [11,12].

Для отримання необхідних робочих характеристик гірничих машин, а також для забезпечення їх надійної роботи, приводи машин повинні мати наступні властивості [11,12]:

- можливістю реалізації необхідного діапазону регулювання швидкості виконавчих механізмів;

- плавним пуск і гальмуванням, що знижують динамічні навантаження в елементах трансмісії;
- раціональність конструкції та високий ККД;
- надійний захист трансмісії від можливих перевантажень;
- проста і надійна схема управління;
- невеликі габарити та маса;
- низькі капітальні та експлуатаційні витрати;
- висока механічна міцність і необхідна довговічність;
- висока надійність і стійкість при роботі в умовах шахт п кар'єрів.

Зазначені вимоги є спільною для передавальних механізмів приводів гірничих машин. У конкретних випадках виявляються додаткові вимоги, що відображають специфіку конструкції машини, її функціональне призначення та область застосування.

1.3. Структура та класифікація планетарних механізмів

У практиці гірничого машинобудування переважного поширення набули планетарні механізми з циліндричними зубчастими колесами.

Планетарним називається механізм (рис. 1.11), у складі якого є хоча б одне колесо з рухомою геометричною віссю [8, 9, 11].

Колесо g , що характеризує такий механізм, називається сателітом. На відміну від усіх інших рухомих ланок механізму, що здійснюють простий обертальний рух, сателіт знаходиться в складному русі.

Ланка HI , з якою пов'язана вісь u сателіта, є водилом, а центральна вісь xx , навколо якої відбувається обертання водила, є основна вісь планетарного механізму [8, 9, 11].

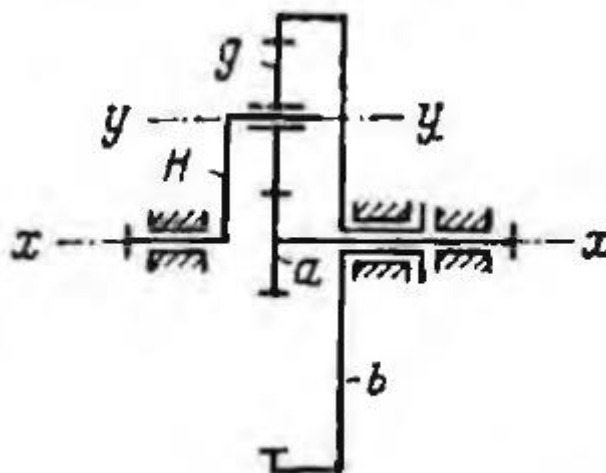


Рис 1.11 – Схема планетарного механізму [8, 9, 11]

Зубчасті колеса, з якими сателіт утворює зовнішнє або внутрішнє зачеплення, називаються центральними.

Центральне колесо зовнішнього зачеплення (сонячна шестірня) позначають літерою a , а літерою b - центральне колесо внутрішнього зачеплення (коронне колесо) [8, 9, 11].

Ланки механізму, геометричні осі яких збігаються з основною віссю $x-x$, зуться основних ланок. Отже, у механізмі (рис. 1.11) основними ланками є центральні колеса a , b і водило H . У загальному випадку основна ланка може бути нерухомим і символізувати стійку.

Все різноманіття планетарних механізмів класифікується на прості та замкнуті планетарні передачі і диференціали. Як прості, так і замкнуті планетарні передачі мають один ступінь рухомості ($u = 1$), а ступінь рухливості диференціалів завжди більше одиниці ($u > 1$).

На рис. 1.12 показані схеми найпростіших диференціалів з трьома основними ланками. Кожен сателіт цих диференціалів має два зубчасті вінці (g і g'). Оскільки аналізовані диференціали є пласкими кінематичними ланцюгами, ступінь їх рухливості можна визначити за структурною формулою П. Л. Чебишева [8, 9, 11]

$$\omega = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (1.1)$$

де n - число рухомих ланок; P_5 – число нижчих кінематичних пар V класу; P_4 -число вищих кінематичних пар IV класу.

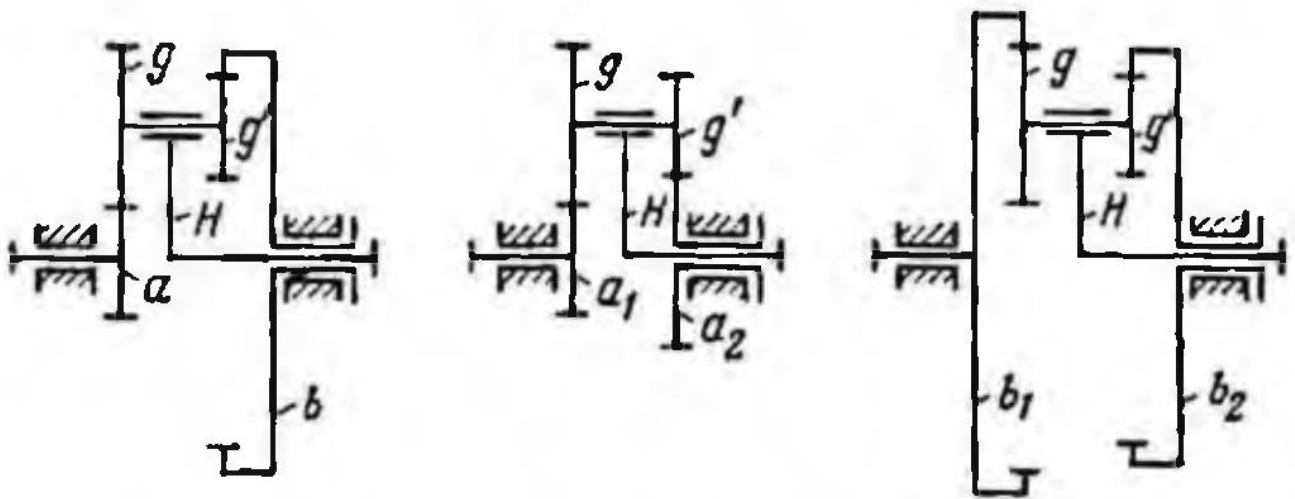


Рис 1.12 – Схеми триланкових диференціалів [8, 9, 11]

У зубчастих механізмах парами V класу є опори ланок, тобто обертальні пари – підпники, а пари IV класу являють собою зачеплення коліс. Таким чином, для будь-якого з механізмів, схеми яких представлені на рис. 1.11 і 1.12, отримуємо $n = 4$, $P_5 = 4$, $P_4 = 2$ і, отже,

$$\omega = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2$$

Як відомо, ступінь рухливості механізму визначає необхідну кількість його провідних ланок, тому кутова швидкість будь-якої з ланок аналізованих диференціалів може бути знайдена, якщо задані кутові швидкості двох інших ланок.

На рис. 1.13 наведені схеми чотириланкових диференціалів [8, 9, 11].

Ці диференціали, як і вже розглянуті триланкові, мають два ступені рухливості : .

$$\omega = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 3 = 2$$

Основою отримання як простих, і замкнутих планетарних передач будь-якого ступеня складності служать, зазвичай, триланкові диференціали.

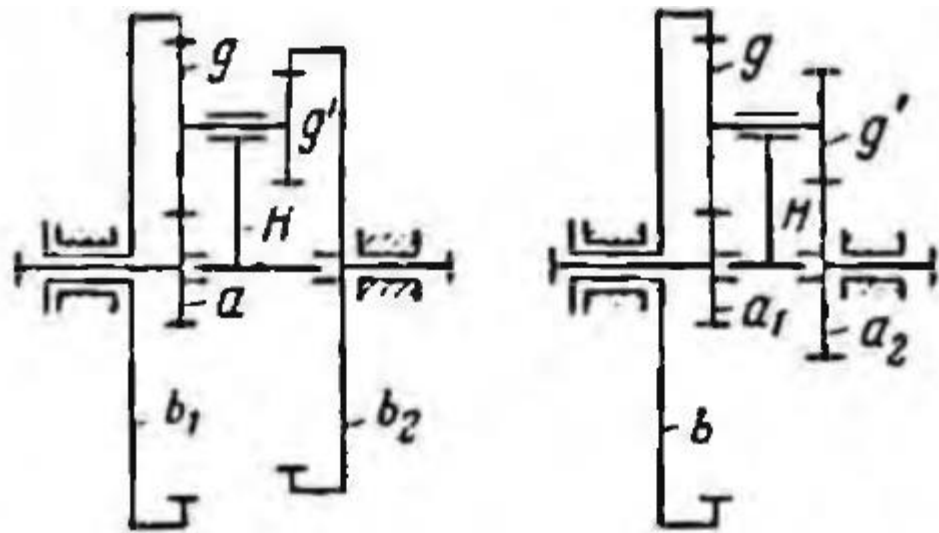


Рис 1.13 - Схеми чотириланкових диференціалів [8, 9, 11]

Якщо на увазі, що передачею називається механізм з одним ступенем рухливості, то для отримання передачі з диференціала, що має $\omega = 2$, необхідно позбавити одного з ступенів рухливості додатковою умовою зв'язку. Розв'язання такого завдання можна здійснити двома методами [8, 9, 11].

Перший спосіб полягає в зупинці (повному гальмуванні або закріпленні в стійці) однієї з основних ланок диференціалу. При цьому додатковою умовою зв'язку характеризується рівністю нулю кутової швидкості зупиненої ланки. Вказаним способом можна отримати передачі двох типів [8, 9, 11]:

- якщо зупиненим виявиться одне з центральних коліс, виходить проста планетарна передача;
- якщо ж нерухомим буде водило – звичайна непланетарна передача з нерухомими геометричними осями коліс.

Як у першому, так і в другому випадку матимемо

$$\omega = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$$

За другим способом дві бідь-яких основних ланок диференціала з'єднуються між собою через зубчасту передачу, звичайну або планетарну. У цьому випадку додаткова умова зв'язку характеризується тим, що між названими вище ланками диференціала встановлюється певне співвідношення кутових швидкостей. Отримана таким способом передача називається замкненою планетарною.

На рис. 1.14 зображені дві схеми замкнутих планетарних передач як можливі, при цьому як вихідний механізм обрана схема диференціала, показана на рис. 1.11.

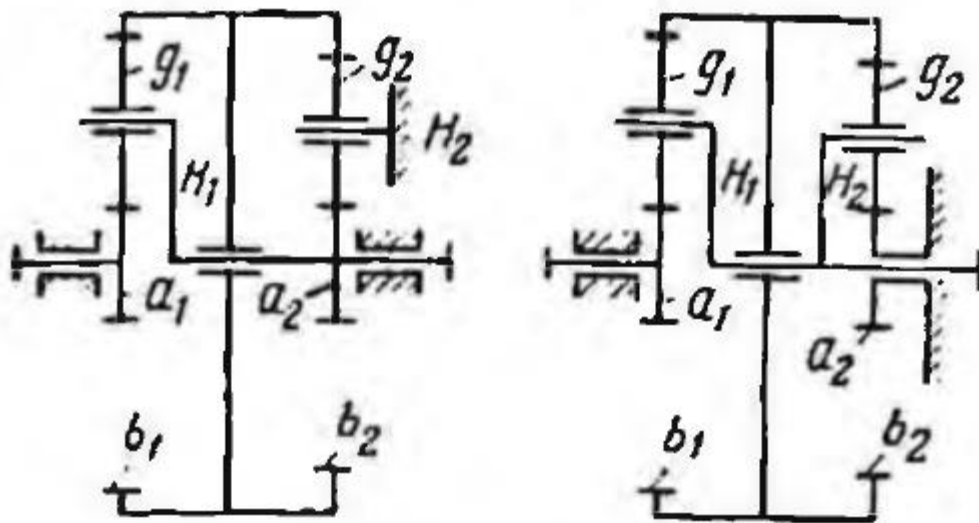


Рис 1.14 – Схеми замкнених одноконтурних планетарних передач [8, 9, 11]

У першій схемі дві основні ланки b_1 і H_1 вихідного диференціала пов'язані між собою звичайною передачею ($b_2-g_2-a_2$) з паразитною шестернею g_2 . У другій - ті ж ланки з'єднані простою планетарною передачею з нерухомою сонячною шестернею a_2 . Ступінь рухливості цих передач дорівнює одиниці.

Передачі, подібні до зображених на рис. 1.14 відносяться до замкнутих одноконтурних. У передачі рис. 1.14 а контур формують зубчасті колеса g_1 b_1 b_2 g_2 a_2 і водило H_1 , а в передачі на рис. 1.14, б - зубчасті колеса g_1 b_1 b_2 g_2 і обидва водила. Якщо в замкнутій одноконтурній передачі звільнити нерухому ланку (водилю H_2 на рис. 1.14, а або сонячну шестерню a_2 на рис. 1.14, б), то отриманий таким способом планетарний механізм буде замкнутим одноконтурним диференціалом з з чотирма основними ланками і ступінь його рухомості знаву буде дорівнювати 2.

Принципова схема замкнутої планетарної передачі дано на рис. 1.15.

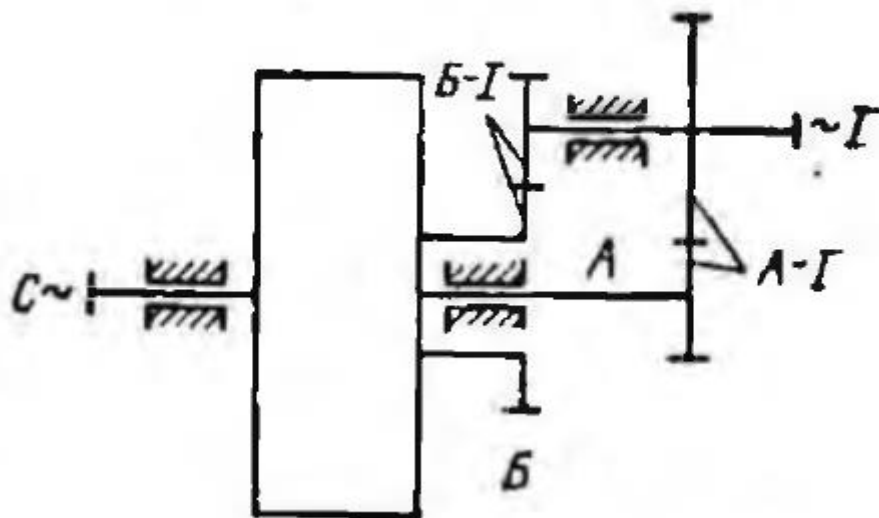


Рис1 .15 - Принципова схема замкнутої планетарної передачі [8, 9, 11]

Прямокутник на схемі символізує вихідний диференціал із трьома основними ланками А, Б і С. Перші дві ланки з допомогою передач А—І і Б—І замикаються однією вихідних валів передачі (вал І). Саме ці ланки, а також ланки, які входять до складу передач А—І і Б—І утворюють замкнутий контур. Що ж до другого вихідного валу передачі, то з ним пов'язана лише одна основна ланка С. Відповідно до позначень вихідних валів також передачі прийнято називати передачами С-І. Слід однак помітити, що в конкретних схемах однієї з передач А-І або Б-І може і не бути, якщо будь-яка з основних ланок вихідного диференціала, що входить до замкнутого контуру, з'єднане з валом І безпосередньо (.

При компонованні замкнутих планетарних механізмів як похідний диференціал може бути використаний диференціал будь-якого ступеня складності, а як замикаючі передачі, поряд зі звичайними і простими планетарними, - також і планетарні замкнуті передачі. Отже, такі механізми можуть мати кілька замкнутих контурів [8, 9, 11].

1.4. Мета, об'єкт, предмет, завдання та методи дослідження

Метою роботи є покращення режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів.

Об'єкт досліджень – процес роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

Предмет дослідження – параметри багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

Задачі дослідження:

1. Аналіз умов роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.
2. Аналіз схем двошвидкісних планетарних редукторів.
3. Аналіз схем трьохшвидкісних планетарних редукторів.
4. Формування критеріїв оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.
5. Розробка методики визначення раціональних схем багатошвидкісних редукторів.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ БАГАТОШВИДКІСНИХ ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення основної мети роботи, що полягає в покращенні режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів, планується проведення наступних досліджень.

На початку на основі аналізу досвіду експлуатації та умов роботи гірничих машин визначаються початкові дані, які потім будуть використані під час вибору раціональних схем багатошвидкісних планетарних редукторів. Проводиться Аналіз багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

Надалі проводиться аналіз базових схем дво- та тришвидкісних планетарних редукторів. Визначаються залежності для визначення головних параметрів для кожної схеми, а саме передавального відношення, ККД та кутової швидкості кожної ланки редукторів.

Після цього проводиться аналіз та визначаються критерії оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач, за якими потім будуть визначатися раціональні схеми для кожного випадку.

Наприкінці розробляється методика визначення раціональних схем дво- та тришвидкісних редукторів та наводяться приклади її реалізації

2.2. Аналіз умов роботи планетарних редукторів гірничих машин

Розглянемо вибір числа ступенів швидкості та розподілення передатних відносин за ступенями планетарних коробок швидкостей.

Робота гірничої машини характеризується різноманіттям найрізноманітніших чинників, які безпосередньо впливають, як у вибір раціональних швидкостей руху виконавчого органу, так і на діапазон і спосіб їх регулювання. На основі даних реальних конструкцій приводів виконавчих

механізмів гірничих машин (див. табл. 1.1 — 1.2) діапазони регулювання швидкості мають приблизно однаковий інтервал значень для кожної групи машин. Так, у комбайнів і прохідницьких машин величина діапазону регулювання швидкості робочого органу коливається в межах від 1,2 до 2,4, у приводах конвеєрів від 1,1 до 4,0, а для роторних кар'єрних екскаваторів цей діапазон лежить в інтервалі 1,2 -6,0.

У машинах виїмкового типу, що застосовуються на підземних роботах, максимальна швидкість різання обумовлюється особливостями конструкції виконавчого органу та потужністю встановленого електродвигуна.

Швидкість різання v_p призначається виходячи з параметрів різку, числа різців в лінії різання і швидкості подачі. Так, для ланцюгових виконавчих органів швидкість v_p рекомендується визначати за такою формулою [3], м/с:

$$v_p = 1.07 l_{cp} \cdot \frac{v_n}{h_{cp}} \quad (2.1)$$

де l_{cp} - середня відстань між зубками в лінії різання, м; v_n - швидкість подачі, м/хв;
 h_{cp} - товщина зрізу, см.

Для барабанних і шнекових виконавчих органів, м/с:

$$v_p = 5,24 D_{cp} \cdot \frac{v_n}{h_{max} m_p} \quad (2.2)$$

де D_b - діаметр барабана, м; h_{max} - максимальна товщина зрізу, см; m_p - кількість різців в лінії різання.

Знайдена за формулами (2.1) і (2.2) швидкість v_p відповідає умовам руйнування вугільного або породного масиву з найменшими енергетичними витратами та забезпечує видалення продуктів руйнування із зони різання. Ця швидкість є вихідною при розрахунку меж регулювання робочих швидкостей виконавчих органів виїмкових машин.

Для забезпечення оптимальних режимів роботи таких машин передбачаються або змінні виконавчі органи з різною шириною захоплення, або привід з кількома ступенями швидкості. За допомогою останніх встановлюється необхідна швидкість v_p робочого органу відповідно конкретних умов роботи.

Швидкість v_p можна визначити за формулою

$$v'_p = v_p \frac{P_{cp}}{P'_{cp}} \quad (2.3)$$

де P_{cp} і P'_{cp} - середні значення сили різання відповідно для швидкостей v_p і v'_p .

Раціональні параметри різання досягаються, як відомо, лише при певному для даної машини співвідношенні швидкостей подачі і різання. Тому знайдене значення v'_p має задовольняти також таку рівність:

$$\frac{v_n}{v_p} = \frac{v'_n}{v'_p} \quad (2.4)$$

Зіставляючи значення швидкостей різання v_p і v'_p , можна встановити діапазон регулювання та необхідне мінімальне число його щаблів.

Для роторних кар'єрних екскаваторів максимальна швидкість обертання робочого органу призначається за умовою розвантаження вантажу ківшів. Ця швидкість повинна бути дещо меншою від деякої критичної величини, при якій відцентрова сила, що діє на гірську масу в ківші, врівноважує силу її тяжіння.

Раціональні значення кутових швидкостей роторного колеса можна визначити за методикою [1]. У цій методиці враховано вплив конструктивних та кінематичних параметрів ротора на процес вивантаження гірської маси з ківшу, форма стружки, кут нахилу роторної стріли, а також властивості породи. Останні оцінюються наведеним коефіцієнтом тертя, який характеризує загальний опір переміщенню гірської маси при розвантаженні (тертя породи об ківш, внутрішнє тертя в породі, її в'язкість, липкість тощо).

Максимальна швидкість обертання ротора визначається за формулою наступного виду:

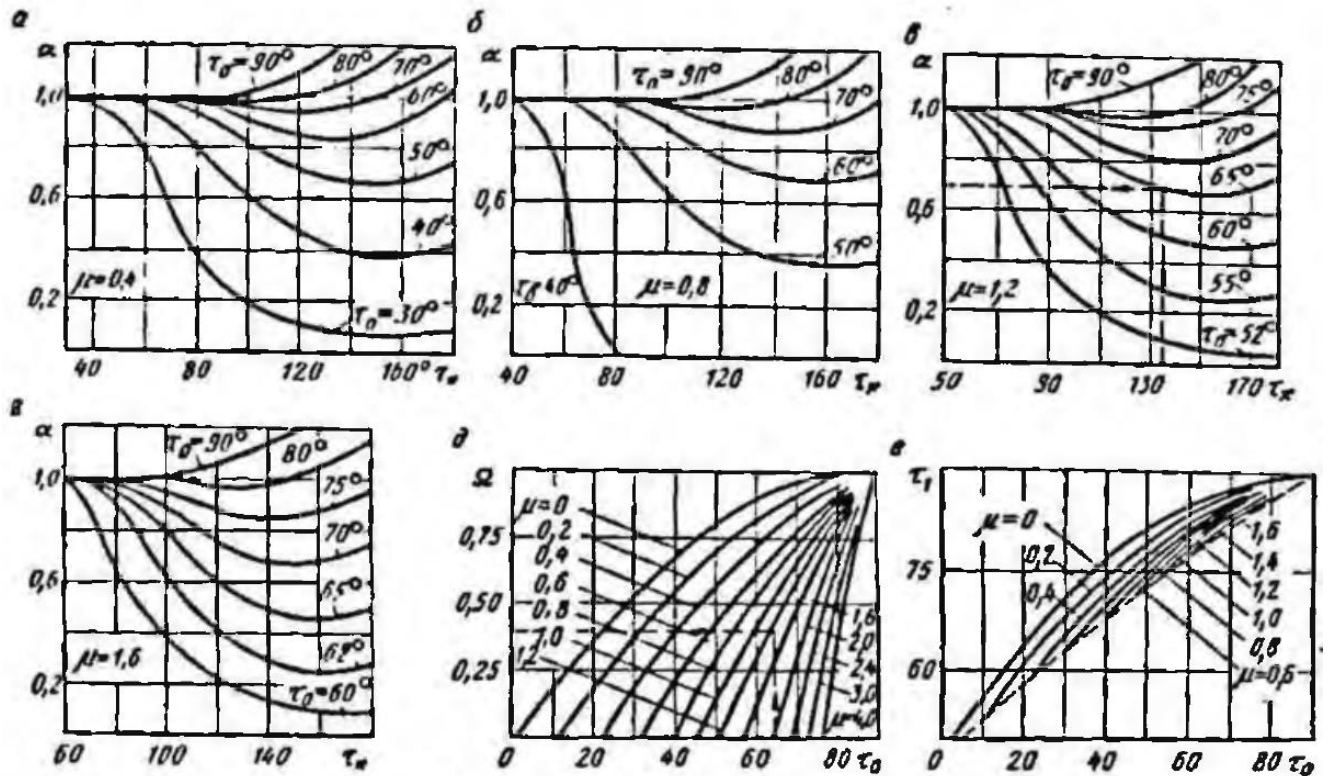
$$\omega_{p \max} = 0,5 \left(\omega_{p.o} + \sqrt{\omega_{p.o}^2 + 1.48} \right) \quad (2.5)$$

де $\omega_{p.o}$ - оптимальна кутова швидкість роторного колеса, величина якої знаходиться з виразу

$$\omega_{p.o} = \frac{2\pi R_c \omega_{no}}{b \cdot z_k \sin \varphi} \quad (2.6)$$

де R_c - радіус стріли (радіус різання); ω_{no} - початкова (найменша) кутова швидкість повороту платформи в момент, коли розташування роторної стріли збігається з

поздовжньою віссю екскаватора; b - поточне значення ширини стружки; z_k - число ківшів; φ - кут повороту стріли.



I

Рис 2.1 - Графіки визначення кутової швидкості ротора при горизонтальному положенні стріли екскаватора [11]

Працюючи екскаватор по важких породах, відповідних невеликому діапазону зміни коефіцієнта μ ($\mu = 0,4 \dots 0,8$), мінімальна швидкість обертання визначається необхідною величиною моменту на роторному колесі.

Для легких та середніх порід ($\mu = 0,4 \dots 4,0$) цю швидкість можна знайти так [11]:

$$\omega_{p \min} = \sqrt{\frac{g \cdot \Omega}{R_p}} \quad (2.7)$$

де g - прискорення вільного падіння; Ω - безрозмірний параметр; R_p - радіус роторного колеса.

При горизонтальному положенні роторної стріли параметр $\Omega = \Omega_r$ знаходиться за графіками (рис 2.1). Положення стріли, відмінні від

горизонтального, а відповідно і положення розвантажувального вікна, погіршують процес розвантаження ківшів, що при розрахунках повинно враховуватися зміною величиною параметра Ω .

Для верхнього положення роторної стріли, яке визначається кутом α_B підйому, параметр $\Omega = \Omega_B$ можна знайти з наступного виразу [11]:

$$\Omega_B = \frac{(\cos \tau_1 - \varepsilon_p \cdot \cos \tau_{*B})^2}{2 \sin \tau_1 [1 - \varepsilon_p \cdot \cos (\tau_{*B} - \tau_1)]} \quad (2.8)$$

де $\tau_{*B} = \tau_* + \alpha_B$ - кут установки розвантажувальної тички для верхнього положення стріли; τ_1 - кут відриву частинок породи при розвантаженні ківшу.

При нижньому положенні стріли величина $\Omega = \Omega_B$ знаходиться за аналогією з Ω_B , з тією лише різницею, що замість кута τ_* слід використовувати кут $\tau_{*H} = \tau_* + \alpha_H$, де α_H - кут нахилу роторної стріли.

У формулу (2.7) необхідно підставляти мінімальне значення Ω_{\min} , що відповідає одному з двох крайніх положень стріли ротора. Встановивши, таким чином $\omega_{p \max}$ і $\omega_{p \min}$, можна підрахувати діапазон регулювання швидкості ротора:

$$d_p = \omega_{p \max} \sqrt{\frac{R_p}{g \Omega_{\min}}} \quad (2.9)$$

.У сучасних роторних кар'єрних екскаваторах, кількість швидкостей робочого органу коливається від 1 до 4, причому у виборі числа ступенів швидкості найчастіше відсутня будь-яка закономірність.

Враховуючи необхідність оптимального завантаження двигуна приводу ротора і мінімальну енергоємність процесу екскавації можна рекомендувати наступні числа ступенів λ швидкості в залежності від необхідного діапазону d_p її регулювання (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Рекомендовані ступені швидкостей роторів екскаваторів

d_p	$1 < d_p < 1,2$	$1,2 < d_p < 1,5$	$1,5 < d_p < 2,5$	$2,5 < d_p < 4,0$
λ	1	2	3	4

У приводах конвеєрів необхідність регулювання швидкості обумовлюється насамперед тим, що коефіцієнт завантаження конвеєрів за часом порівняно

невисокий. Наприклад, цей коефіцієнт для стрічкових конвеєрів коливається в межах від 0,28 до 0,75, що призводить до невиправданого витрати електроенергії та передчасного зношування деталей конвеєра, особливо його стрічки. Крім того, за відсутності подачі гірничої маси стрічці необхідно передавати знижену (повзучу) швидкість, а не зупиняти конвеєр, тому що запуск останнього під навантаженням утруднений.

Максимальна швидкість руху конвеєрного полотна досягається за умови обладнання конвеєрів стрічковими живильниками, завантаження в напрямку руху стрічки, рівномірної подачі гірської маси з невеликої висоти, стійкого положення маси до стрічки в процесі транспортування.

Мінімальна швидкість стрічки дорівнює 0,75—1,0 м/с і обирається так, щоб було відсутнє ковзання гірської маси відносно стрічки.

Слід зазначити, що до сьогодні не має єдиної думки стосовно необхідної кількості ступенів швидкості конвеєру.

Однак, незважаючи на відмінності в підході до вирішення даної задачі, багато авторів вважають, що їх кількість не повинна перевищувати чотирьох [4, 17].

Одним з показників ефективності регулювання швидкості служить коефіцієнт K_e , яким враховується скорочення довжини пробігу тягового органу конвеєра.

На рис. 2.2 наведено графік залежності цього коефіцієнта від кількості щаблів швидкості [3].

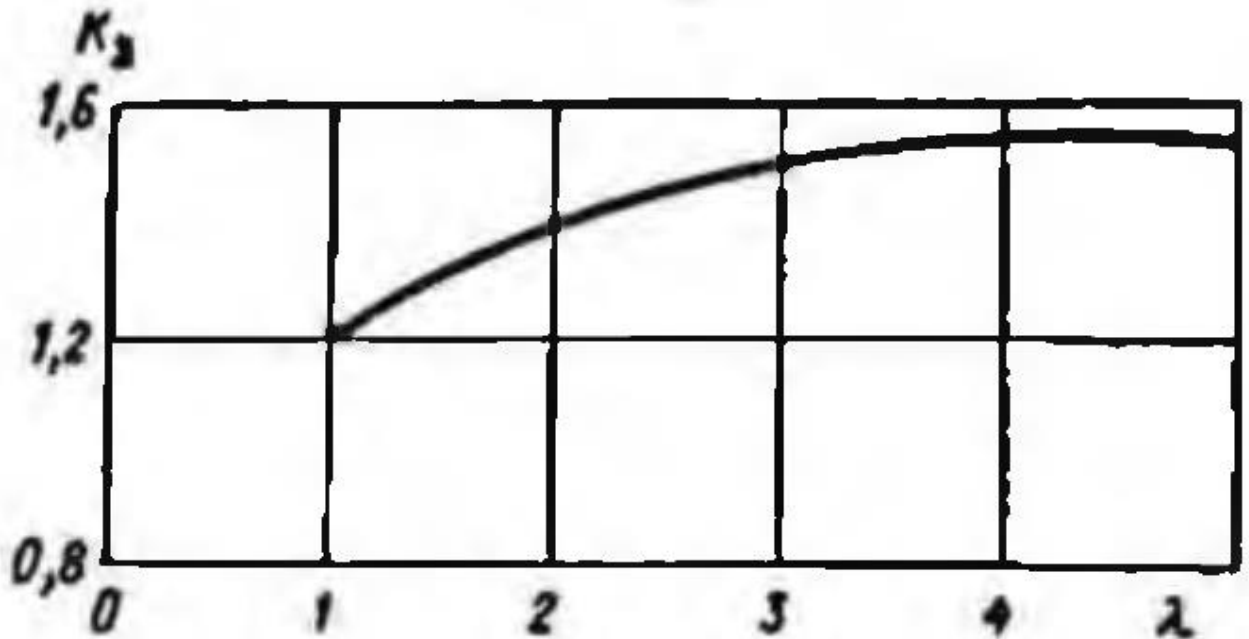


Рис. 2.2. - Залежність коефіцієнту K_e ефективності регулювання від кількості λ ступенів регулювання швидкостей конвеєру.

З графіка видно, що збільшення числа ступенів понад чотири недоцільно, оскільки коефіцієнт ефективності залишається в цьому випадку практично на одному рівні.

Таким чином, необхідність ступінчастого регулювання швидкості виконавчих механізмів, різних типів гірничих машин слід вважати фактом, що не викликає сумніву. Забезпечення такого регулювання, як зазначалося вище, здійснюється установкою змінних шестерень, або включенням в схему приводу коробки швидкостей.

При конструюванні планетарної коробки швидкостей велике значення має не тільки правильне визначення числа ступенів, але і призначення по них величин передаточних відносин, що обумовлено в кожному конкретному випадку отриманням оптимальних швидкостей і необхідних тягових зусиль. Іншими словами, коробка повинна мати такий розподіл передавальних відносин по щаблях, який би відповідав закону розподілу швидкостей виконавчого органу.

Для простоти викладу вважатимемо, що робочі швидкості утворюють ряд геометричної прогресії. Зауважимо, що таке припущення не знижує точності

результатів, а висновки і рекомендації залишаються в силі і для тих випадків, коли швидкості виконавчого органу перебувають у будь-якому іншому співвідношенні між собою.

Отже, передавальні відносини утворюють ряд геометричної прогресії зі знаменником q . З урахуванням блокування основних ланок, це положення в загальному випадку можна записати так:

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} \rightarrow \dots \rightarrow i_\lambda = 1 \rightarrow q \rightarrow q^2 \rightarrow \dots \rightarrow q^{\lambda-1} \quad (2.10)$$

де $i_I, i_{II}, i_{III}, \dots, i_\lambda$ - передатні відносини.

Неважно помітити, що

$$i_\lambda = q^{\lambda-1} = d$$

тобто максимальне значення передавального відношення, що реалізується коробкою швидкостей, дорівнює необхідному діапазону регулювання. .

Розглянемо можливі режими роботи коробки швидкостей.

Двошвидкісні планетарні коробки швидкостей. Ці коробки можуть працювати у двох режимах – редукторному та мультиплікаторному. У першому - пряма передача з $i = 1$ застосовується для здійснення максимальної швидкості виконавчого органу:

$$i_I \rightarrow i_{II} = 1 \rightarrow d \quad (2.11)$$

У другому - пряма передача застосовується для отримання мінімальної швидкості, тому

$$i_I \rightarrow i_{II} = 1/d \rightarrow 1 \quad (2.12)$$

Тришвидкісні планетарні коробки швидкостей. Для таких коробок можливі три режими - редукторний, мультиплікаторний і комбінований.

Для редукторного режиму

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1 \rightarrow q \rightarrow d \quad (2.13)$$

Для мультиплікаторного режиму

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1/d \rightarrow 1/q \rightarrow 1 \quad (2.14)$$

Під час роботи коробки у комбінованому режимі пряма передача застосовується отримання проміжної (середньої) швидкості виконавчого органу

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1/q \rightarrow 1 \rightarrow q \quad (2.15)$$

Чотирьохшвидкісні планетарні коробки швидкостей. В даному випадку можливі чотири режими роботи: редукторний, мультиплікаторний і два комбіновані.

Для редукторного режиму

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} \rightarrow i_{IV} = 1 \rightarrow q \rightarrow d \quad (2.16)$$

Для мультиплікаторного режиму

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} \rightarrow i_{IV} = 1/d \rightarrow 1/q^2 \rightarrow 1/q \rightarrow 1 \quad (2.17)$$

Комбіновані режими роботи чотирьохшвидкісних коробок швидкостей відрізняються друг від друга лише вибором проміжної швидкості виконавчого органу, для реалізації якої призначена пряма передача. Ряд (2.10) тут може мати вигляд одного з наступних виразів:

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} \rightarrow i_{IV} = 1/q \rightarrow 1 \rightarrow q \rightarrow q^2 \quad (2.18)$$

або

$$i_I \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} \rightarrow i_{IV} = 1/q^2 \rightarrow 1/q \rightarrow 1 \rightarrow q \quad (2.19)$$

Таким чином, проектування планетарних коробок швидкостей можна починати, знаючи лише величину діапазону регулювання швидкості і співвідношення між швидкостями. Розбивка передавальних відносин по щаблях коробки здійснюється на підставі наведених вище залежностей. Вибір того чи іншого режиму роботи коробки обумовлюється не тільки кінематикою приводу і зручністю його компоновки, а й рядом інших факторів, таких, наприклад, як величина переданого моменту, надійність в роботі різних елементів коробки і системи її управління, ККД та ін. Слід зазначити, що використання планетарних коробок, що працюють у комбінованому режимі, небажано.

2.3. Двошвидкісні схеми планетарних редукторів

Двошвидкісні редуктори гальмуванням однієї з основних ланок і її блокуванням реалізує два варіанти передавальних відносини ($i_I \neq 0$; $i_n = 1$).

Ці редуктори можуть працювати у двох режимах – редукторному та мультплікаторному.

У першому - пряма передача з $i = 1$ застосовується для здійснення максимальної швидкості робочого органу:

$$i_1 \rightarrow i_{II} = 1 \rightarrow d \quad (2.20)$$

У другому - пряма передача застосовується для отримання мінімальної швидкості, тому

$$i_1 \rightarrow i_{II} = 1/d \rightarrow 1 \quad (2.21)$$

Па рис. 1.11 зображений елементарний диференціал, де основні ланки - a , b , H і їх внутрішні зв'язки, що здійснюються за допомогою сателіту g .

Залежність між кутовими швидкостями основних ланок такого диференціала, виражена основним кінематичним рівнянням

$$\omega_a - (1 - i_{ab}^H)\omega_H - i_{ab}^H\omega_b = 0 \quad (2.22)$$

де i_{ab}^H — передатне відношення від валу сонячної шестерні a до валу коронного колеса b при нерухомому водилі H , тобто передатне відношення звичайної передачі, яке може бути визначене відношенням чисел зубів відповідних коліс, а саме

$$i_{ab}^H = -\frac{z_b}{z_a} \quad (2.23)$$

Відношення числа зубів коронного колеса z_b до кількості зубів сонячної шестерні z_a називають модулем або параметром елементарного ряду, як правило, позначають його буквою k .

Неважко встановити, що цей параметр може бути критерієм порівняльної оцінки діаметральних габаритів рядів, що розглядаються. Діаметральний габарит ряду визначається розміром коронного колеса, отже, при однакових числах зубів сонячних шестерень в рівних модулях менший габарит буде мати той ряд, для якого k параметр буде менше.

Величину параметра k для елементарних рядів рекомендується призначати в межах від $k = 1,3$ до 10. Вихід за нижню межу призводить до дуже малих розмірів сателітів, здійснення опор яких на підшипниках кочення представляє певні труднощі або робить застосування таких підшипників взагалі неможливим. Навіть

у зазначених межах при малих значеннях k буває важко розмістити опори всередині сателітів і їх доводиться виносити на водило, що крім збільшення осьового габариту ряду призводить до значного ускладнення конструкції.

Вихід за верхню межу k викликає суттєве зменшення розміру сонячної шестерні, що призводить до зниження її здатності до навантаження з причини малих значень наведених радіусів кривизни профілів зубів. Крім того, чим вище значення параметра k , тим більші розміри мають сателіти і тим менше їх можливо розмістити в ряду. Зі збільшенням розмірів сателітів зростатиме і їх момент інерції, що негативно позначається на динамічних характеристиках приводу. Зменшення ж розміру сонячної шестерні особливо небажано хоча б при одноразовій, не кажучи вже про багаторазову, телескопічність валів передачі, яка часто є необхідною при конструюванні багатошвидкісних механізмів.

Замінивши у рівнянні (2.22) i_{ab}^H на параметр k , отримаємо:

$$\omega_a - (k+1)\omega_H + k\omega_b = 0 \quad (2.24)$$

Вираз (2.24) показує, що аналізований механізм і в кінематичному відношенні буде заданий цілком визначно, якщо величина параметра k відома.

Елементарний диференціал при по черговому закріпленні його основних ланок у зовнішній опорі може дати шість передач з різним кінематичним ефектом. Зупиняючи по черзі основні ланки ряду, тобто вважаючи послідовно рівняння (2.5) $\omega_a = 0$, $\omega_b = 0$, $\omega_H = 0$ і враховуючи можливість зворотної передачі руху, отримаємо залежності, які зведемо в таблицю 2.2. Схема редуктора вибирається за відомим значенням передавального відношення їх з використанням даних табл. 2.2.

На підставі відомих конструкцій та за даними літературних джерел, представляється можливим для аналізованих механізмів рекомендувати межі зміни величини параметра від 1,7 до 7,0.

Таблиця 2.2 – Передавальні відношення двошвидкісних планетарних редукторів

№ з/п	Формула визначення i	Діапазон зміни i	№ з/п	Формула визначення i	Діапазон зміни i
1	$i_{ab}^H = -k$	-1,7 – -7	4	$i_{ba}^H = -\frac{1}{k}$	-0,58 – -0,17

2	$i_{aH}^b = k + 1$	2,7 – 8	5	$i_{Ha}^b = \frac{1}{k + 1}$	0,37 – 0,12
3	$i_{bH}^a = \frac{k + 1}{k}$	1,58 – 1,4	6	$i_{Hb}^a = \frac{k}{k + 1}$	0,63 – 0,87

Рівняння абсолютних кутових швидкостей:

$$2\omega_a - (k + 1)\omega_H + (k - 1)\omega_g = 0 \quad (2.25)$$

Згідно рівнянню (2.6) абсолютна кутова швидкість сателіту ω_g пов'язана з кутовими швидкостями двох на трьох основних ланок елементарного ряду, а саме a і H .

У табл. 2.3 наведено залежності, які дають можливість визначити кутову швидкість будь-якої ланки елементарного диференціала за відомими кутовими швидкостями двох інших його ланок.

Таблиця 2.3 – Кутові швидкості механізму

Позначення ланок				Сума членів у рядку
a	b	H	g	
$+\omega_a$	$+k\omega_b$	$-(k + 1)\omega_H$	x	0
$+\omega_a$	$-k\omega_b$	x	$+(k - 1)\omega_g$	0
$+2\omega_a$	x	$-(k + 1)\omega_H$	$+(k - 1)\omega_g$	0
x	$+2k\omega_b$	$-(k + 1)\omega_H$	$-(k - 1)\omega_g$	0

Розглянемо можливі комбінації двошвидкісної схеми планетарного механізму

Схема I.



Рис 2.3 – Схема I

Передавальне відношення у діапазоні $i = 2,7 - 8$

$$i_{DB}^T = k_1 + 1 \quad (2.26)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_1 \eta_0 + 1}{k_1 + 1} \quad (2.27)$$

Схема II.

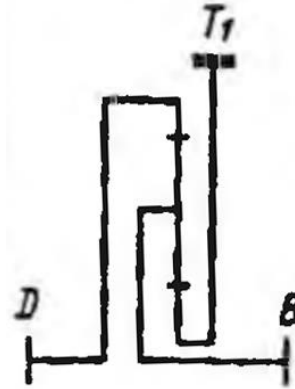


Рис 2.4 – Схема II

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,14 - 1,58$

$$i_{DB}^T = \frac{k_1 + 1}{k_1} \quad (2.28)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_1 + \eta_0}{k_1 + 1} \quad (2.29)$$

Схема III.

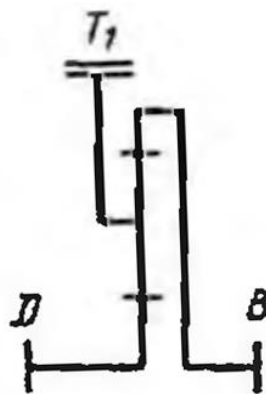


Рис 2.5 – Схема III

Передавальне відношення у діапазоні $i = -1,7 - -7$

$$i_{DB}^T = -k_1 \quad (2.30)$$

ККД

$$\eta = \eta_0 \quad (2.31)$$

де η_0 – ККД елементарного диференціалу у відносному русі. Визначається так

$$\eta_0 = \eta' \eta'' \quad (2.32)$$

де $\eta' = 0,98$ - ККД пари коліс із зовнішнім зачепленням (сонячна шестерня a - сателіт g); $\eta'' = 0,99$ - ККД пари коліс з внутрішнім зачепленням (сателіт g - коронне колесо b).

Отже, ККД елементарного диференціалу у відносному русі

$$\eta_0 = \eta' \eta'' = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97$$

2.4. Тришвидкісні схеми планетарних редукторів

Будь-яка тришвидкісна схема komponується з двох елементарних рядів. Передатне відношення першого ступеня i_1 здійснюється одним рядом, а передатне відношення другого ступеня i_2 - обома рядами.

Перший ступінь багатошвидкісного редуктору реалізується передачею, отриманою з елементарного диференціала при гальмуванні однієї з його основних ланок у зовнішній опорі.

Вид передачі обирається таким чином, щоб здійснювалося необхідне передатне відношення i_1 , при цьому будуть визначені ведучий і ведений вали редуктору, що проектується. Схема другого ступеня - замкнута і є такою комбінацією двох елементарних рядів, яка забезпечує задане передатне відношення i_2 .

Для визначення величин передавальних відносин i_I , i_{II} , i_{III} розглядуваних схем використовуються наступні вирази

Для тришвидкісних планетарних редукторів можливі три режими - редукторний, мультиплікаторний і комбінований.

Для редукторного режиму

$$i_1 \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1 \rightarrow q \rightarrow d \quad (2.33)$$

Для мультиплікаторного режиму

$$i_1 \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1/d \rightarrow 1/q \rightarrow 1 \quad (2.34)$$

Під час роботи редуктору у комбінованому режимі пряма передача застосовується для отримання проміжної (середньої) швидкості виконавчого органу. Отже,

$$i_1 \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1/q \rightarrow 1 \rightarrow q \quad (2.35)$$

де q - відношення максимальної швидкості виконавчого органу до проміжної. У цьому випадку передавальні відносини щаблів редуктору позначаються через i_1 , i_2 , i_{II} .

Число варіації тришвидкісних коробок для кожного з режимів їх роботи визначається числом перестановок з двох елементів: i_{II} , i_{III} (редукторний режим), i_1 , i_{II} (мультиплікаторний режим), i_1 , i_{III} (комбінований режим).

Вибір передачі першого ступеня проводиться за відомим значенням з використанням даних табл. 2.2. Для побудови схеми передачі другого ступеня редуктора за заданому i_2 необхідно визначити передатне відношення замикаючої передачі і, отже, її вид.

Формули передавальних відносин передач, що замикають кінематичну ланцюг на провідний або ведений вали редуктору, базуються на виразі

$$i_{C1} = i_{C1}^A + i_{C1}^B \quad (2.36)$$

Коробки із замиканням на ведений вал В. У даному випадку для визначення передавального відношення передачі другого ступеня слід скористатися формулою:

$$i_2 = i_1 + (1 - i_1)i_{3.n.}^B \quad (2.37)$$

де $i_{3.n.}^B = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - 1}$ - передатне відношення замикаючої передачі із замиканням на вал В.

При заданих величинах передавальних відносин ступенів редуктору передатне відношення замикаючої передачі може мати тільки одне значення, або, що те ж саме, при заданих i_1 і i_2 у разі замикання на вал, можна отримати тільки одну схему редуктора.

Коробки із замиканням на вал D. Оскільки валом С буде ведений вал В редуктора, а валом I — вал замикання D

$$\frac{1}{i_2} = \frac{1}{i_1} + \frac{i_1 - 1}{i_1} i_{3,n}^D \quad (2.38)$$

де $i_{3,n}^D = \frac{i_1 - i_2}{i_2(i_1 - 1)}$ - передатне відношення замикаючої передачі із замиканням на вал

D.

Згідно формулі (2.38) показує, що при заданих i_1 і i_2 , можна отримати тільки одну схему редуктору.

Таким чином, для здійснення необхідних передаточних відношення i_1 і i_2 , можна обрати дві схеми коробки однієї варіації. Якщо ж розглянути всі варіації зростання і усі можливі режими роботи, то для будь-якої пари значення передавальних відносин i_1 і i_2 , можуть бути отримані 11 схем редукторів.

При здійсненні міжрядних зв'язків основних ланок у коробках з замикання на вали D або B необхідно дотримуватися наступного правила: ведена ланка замикаючої передачі повинна бути пов'язана відповідно з провідним або веденим валом, а ведуча - з гальмівною ланкою першого ряду.

Схема I-1.

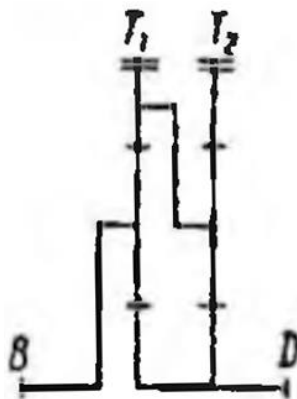


Рис 2.6 – Схема I-1

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,66 - 4,26$

$$i_{DB}^T = \frac{(k_1 + 1)(k_2 + 1)}{k_1 + k_2 + 1} \quad (2.39)$$

ККД

$$\eta = \frac{(k_1 \eta_0 + 1)(k_2 \eta_0 + 1)(k_1 + k_2 + 1)}{(k_1 \eta_0 + k_2 \eta_0 + 1)(k_1 + 1)(k_2 + 1)} \quad (2.40)$$

Схема I-2.

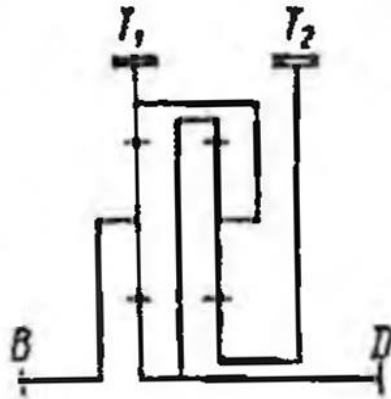


Рис 2.7 – Схема I-2

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,09 - 1,48$

$$i_{DB}^T = \frac{(k_1 + 1)(k_2 + 1)}{k_2(k_1 + 1) + 1} \quad (2.41)$$

ККД

$$\eta = \frac{(k_1 \eta_0 + 1)(k_2 + \eta_0)[k_2(k_1 + 1) + 1]}{(k_1 + 1)(k_2 + 1)[k_2(k_1 \eta_0 + 1) + \eta_0]} \quad (2.42)$$

Схема I-3.

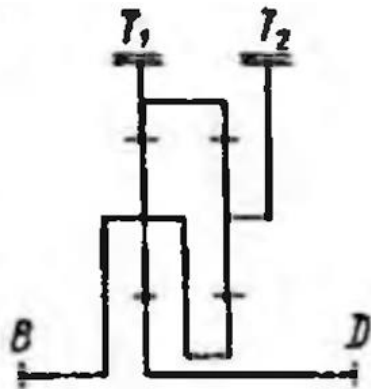


Рис 2.8 – Схема I-3

Передавальне відношення у діапазоні $i = 2,94 - 12,12$

$$i_{DB}^{T_1} = \frac{k_2(k_1+1)+k_1}{k_2} \quad (2.43)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_2(k_1\eta_0+1)+k_1\eta_0^2}{k_2(k_1+1)+k_1} \quad (2.44)$$

Схема I-4.

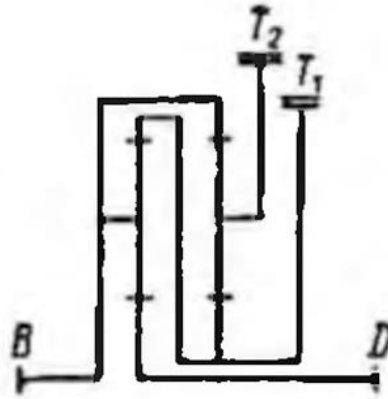


Рис 2.9 – Схема I-4

Передавальне відношення у діапазоні $i = 5,59 - 57$

$$i_{DB}^{T_1} = k_1(k_2+1)+1 \quad (2.45)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_1(k_2\eta_0+1)\eta_0+1}{k_1(k_2+1)+1} \quad (2.46)$$

Схема II-1.

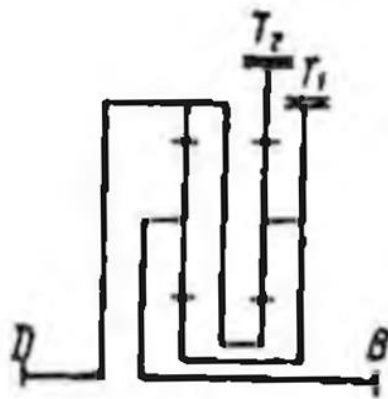


Рис 2.10 – Схема II-1

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,09 - 1,48$

$$i_{DB}^{T_1} = \frac{(k_1 + 1)(k_2 + 1)}{k_1(k_2 + 1) + 1} \quad (2.47)$$

ККД

$$\eta = \frac{(k_1 + \eta_0)(k_2 \eta_0 + 1)[k_1(k_2 + 1) + 1]}{(k_1 + 1)(k_2 + 1)[k_1(k_2 \eta_0 + 1) + \eta_0]} \quad (2.48)$$

Схема II-2.

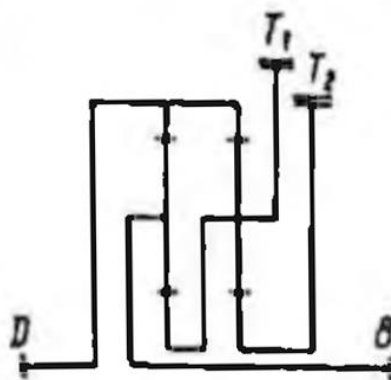


Рис 2.11 – Схема II-2

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,01 - 1,14$

$$i_{DB}^{T_1} = \frac{(k_1 + 1)(k_2 + 1)}{k_1 + k_2 + 1} \quad (2.49)$$

ККД

$$\eta = \frac{(k_1 + \eta_0)(k_2 + \eta_0)[k_1(k_2 + 1) + k_2]}{(k_1 + 1)(k_2 + 1)[k_1(k_2 + \eta_0) + k_2 \eta_0]} \quad (2.50)$$

Схема II-3.

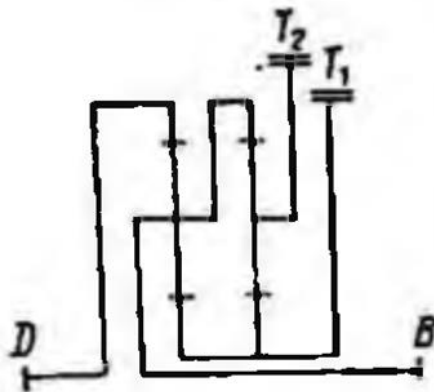


Рис 2.12 – Схема II-3

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,38 - 5,7$

$$i_{DB}^{T_1} = \frac{k_1 + k_2 + 1}{k_1} \quad (2.51)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_1 + (k_2 \eta_0 + 1) \eta_0}{k_1 + k_2 + 1} \quad (2.52)$$

Схема II-4.

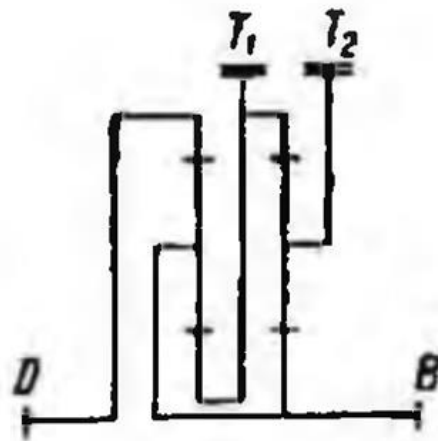


Рис 2.13 – Схема II-4

Передавальне відношення у діапазоні $i = 1,16 - 1,93$

$$i_{DB}^{T_1} = \frac{k_2(k_1 + 1) + 1}{k_1 k_2} \quad (2.53)$$

ККД

$$\eta = \frac{k_2 + (k_1 + \eta_0) + \eta_0^2}{k_2(k_1 + 1) + 1} \quad (2.54)$$

Схема III-1.

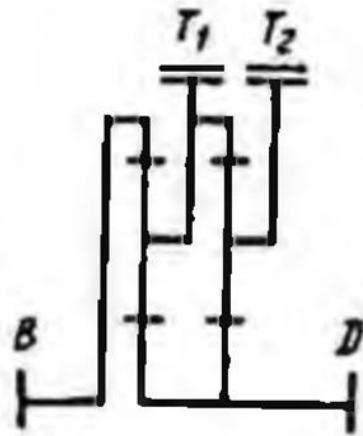


Рис 2.14 – Схема III-1

Передавальне відношення у діапазоні $i = 0,65 - 3,26$

$$i_{DB}^{T_1} = -\frac{k_2 k_1}{k_1 + k_2 + 1} \quad (2.56)$$

ККД

$$\eta = \frac{(k_2 + k_1 + 1) + \eta_0^2}{(k_2 + k_1)\eta_0 + 1} \quad (2.57)$$

Схема III-2.

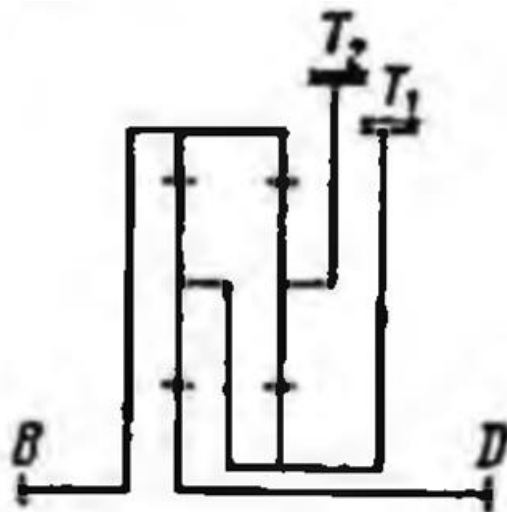


Рис 2.15 – Схема III-2

Передавальне відношення у діапазоні $i = 6,29 - 63$

$$i_{DB}^{T_1} = -[k_1(k_2 + 1) + k_2] \quad (2.58)$$

ККД

$$\eta = \frac{[k_1(k_2\eta_0 + 1) + k_2]\eta_0^2}{k_1(k_2 + 1) + k_2} \quad (2.59)$$

Схема III-3.

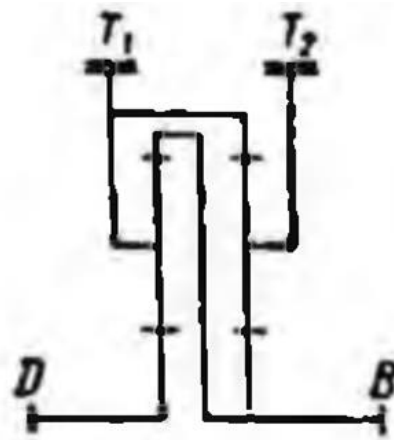


Рис 2.16 – Схема III-3

Передавальне відношення у діапазоні $i = 2,08 - 11,7$

$$i_{DB}^{T_1} = -\frac{k_1(k_2 + 1) + 1}{k_2} \quad (2.60)$$

ККД

$$\eta = \frac{[k_1(k_2 + \eta_0) + 1]\eta_0}{k_1(k_2 + 1) + 1} \quad (2.61)$$

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи, що полягає в покращенні режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів.
2. Проаналізовано умови роботи планетарних редукторів гірничих машин. Встановлено, у переважній більшості випадків гірничі машини потребуються двошвидкісних або тришвидкісних планетарних редукторів, оскільки при збільшенні числа ступенів спостерігається зниження коефіцієнту ефективності. Використання чотиришвидкісних планетарних редукторів недоцільно через складність конструкції, що може бути замінена гідроприводом.
3. Встановлено, що модуль або параметр елементарного ряду k , що визначається як відношення числа зубів коронного колеса z_b до кількості зубів сонячної шестерні z_a , може бути критерієм порівняльної оцінки діаметральних габаритів рядів планетарних редукторів;
4. Встановлено, що для елементарних рядів планетарних редукторів величину параметру елементарного ряду k рекомендується призначати в межах від $k = 1,3$ до 10. Вихід за нижню межу призводить до дуже малих розмірів сателітів, здійснення опор яких на підшипниках кочення представляє певні труднощі або робить застосування таких підшипників взагалі неможливим. Вихід за верхню межу k викликає суттєве зменшення розміру сонячної шестерні, що призводить до зниження її здатності до навантаження з причини малих значень наведених радіусів кривизни профілів зубів. Крім того, чим вище значення параметра k , тим більші розміри мають сателіти і тим менше їх можливо розмістити в ряду.
5. Встановлено, що двошвидкісні планетарні редуктори реалізуються гальмуванням однієї з основних ланок і її блокуванням, що дає можливість у двох режимах – редукторному та мультплікаторному.
6. Встановлено залежність між кутовими швидкостями основних ланок двошвидкісного планетарного редуктору на основі кінематичного рівняння.

7. У результаті аналізу відомих конструкцій та за даними літературних джерел, встановлено, що для двошвидкісних планетарних редукторів рекомендовані межі передатних відношень між швидкостями від 1,7 до 7,0.
8. Встановлено 3 можливі комбінації двошвидкісної схеми планетарного механізму. Для кожної схеми визначені залежності для передавального відношення, кутової швидкості кожної ланки та ККД.
9. Встановлено, що тришвидкісна схема komponується з двох елементарних рядів. Передатне відношення першого ступеня здійснюється одним рядом, а передатне відношення другого ступеня - обома рядами. Для тришвидкісних планетарних редукторів можливі три режими - редукторний, мультиплікаторний і комбінований.
10. Встановлено залежність між кутовими швидкостями основних ланок тришвидкісного планетарного редуктору на основі кінематичного рівняння.
11. Перший ступінь багатошвидкісного редуктору реалізується передачею, отриманою з елементарного диференціала при гальмуванні однієї з його основних ланок у зовнішній опорі.
12. Встановлено 11 можливих комбінації тришвидкісної схеми планетарного механізму. Для кожної схеми визначені залежності для передавального відношення, кутової швидкості кожної ланки та ККД. При здійсненні міжрядних зв'язків основних ланок у коробках з замикання на вали D або B необхідно дотримуватися наступного правила: ведена ланка замикаючої передачі повинна бути пов'язана відповідно з провідним або веденим валом, а ведуча - з гальмівною ланкою першого ряду.

3. ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СХЕМ ДВО- ТА ТРИШВИДКІСНИХ ПЛАНЕТАРНИХ РЕДУКТОРІВ

3.1. Критерії оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач

Вибір раціонального варіанта схеми багатошвидкісного планетарного редуктору є першим і найбільш відповідальним етапом її проектування. Кількість можливих схем таких редукторів за сприятливих вихідних даних може бути досить великою. Тому необхідно вже в процесі вибору схеми відкинути (відбракувати) варіанти, які з тих чи інших причин не забезпечують роботу коробки в режимах, що задаються, або не задовольняють встановленим критеріям оцінки якості схеми.

В основу критеріїв оцінки має бути покладено доцільне поєднання конструктивно-експлуатаційних вимог до багатошвидкісного планетарного редуктору. Найважливішими з цих вимог є:

- задоволення заданої гами передавальних відносин із достатнім (необхідним) ступенем точності;
- задоволення прийнятним величин параметрів складових редукторів елементарних рядів;
- мінімально можливі значення кінематичних і силових параметрів схеми (абсолютні п відносні кутові швидкості основних ланок, відносні кутові швидкості сателітів, моменти, що передаються основними ланками, гальмівні та блокуючі моменти);
- мінімальні непродуктивні втрати потужності при роботі багатошвидкісного планетарного редуктору під навантаженням в холосту (максимально можливі значення ККД);
- простота конструкції, раціональність компоновального рішення схеми та зручність управління багатошвидкісним планетарним редуктором.

Нерідко буває, що повне задоволення однієї із зазначених вимог може бути досягнуто лише за рахунок інших, тому доцільне поєднання зазначених вище вимог є, як правило, компромісним.

Вихідними для вибору схеми багатошвидкісного планетарного редуктору є число ступенів і величини їх передатних відносин. Для отримання раціональної схеми коробки серед заданих значень передавальних відносин не вигідно мати значення, близькі до одиниці, оскільки це призводить до великих кутових швидкостей відповідних гальмівних барабанів при роботі коробки вхолосту або передачі зворотного ходу, якщо, звичайно, остання є в багатошвидкісному планетарному редукторі. Слід також уникати того, щоб серед заданих передавальних відносин мали місце як уповільнювальні, так і прискорювальні передачі. В іншому випадку неминучими є високі кутові швидкості гальмівних барабанів прискорювальних передач при роботі редуктору на будь-якій із сповільнювальних передач, і навпаки. Реалізація великих за абсолютною величиною значень заданих передатних відношень лімітується в планетарних коробках швидкостей гранично допустимої величезної гальмівного моменту для обраної конструкції гальмівного пристрою.

Задоволення необхідного ступеня точності заданих величин передавальних відносин нерозривно пов'язане з розрахунком чисел зубів коліс елементарних рядів, що становлять редуктор. Розрахунок чисел зубів є досить складним комплексним завданням, тому що при цьому необхідно витримати ряд умов, головними з яких є умова співвісності зубчастих коліс, умова сусідства сателітів та умова складання планетарного ряду. Забезпечення перелічених умов завжди призводить до тих чи інших відхилень від заданих величин передавальних відносин щаблів. Для передавальних механізмів гірських машин також відхилення не повинні перевищувати 10% заданої величини передавального відношення.

Раціональні мінімальні габарити та вага елементарного диференціала виходять при $k = 2,5 - 3$ – модуль або параметр елементарного ряду, який визначається як відношення кількості зубів коронного колоса до кількості зубів сонячного колеса.

Зі зменшенням та збільшенням параметра до габаритні розміри та вага зростають. Відзначимо також, що краще уникати крайніх та близьких до них значень параметра у зазначеному вище інтервалі його зміни.

Абсолютні кутові швидкості основних ланок ПКС характеризують її динамічні властивості. Підвищення абсолютних швидкостей спричиняє збільшення часу перехідних процесів. Збільшення кутової швидкості водила призводить до зростання інерційних навантажень, що сприймаються опорами сателітів. Високі швидкості гальмівних барабанів негативно позначаються на довговічності фрикційних елементів і вимагають більш частого регулювання гальмівних вузлів. Враховуючи сказане, слід обирати ті схеми редукторів, у яких основні ланки мають менші абсолютні швидкості обертання. Можна вважати схему раціональною, а кутові швидкості основних ланок допустимими, якщо вони не перевищують подвоєну швидкість обертання провідного валу редуктора. Однак цей критерій досить умовний і певною мірою відносний, оскільки кутова швидкість провідного валу редуктора може приймати ряд значень, що істотно відрізняються один від одного в залежності від швидкохідності приводу.

Відносні швидкості елементів блокуючих муфт і сателітів повинні бути також мінімальними. Високі швидкості у перших призводять до швидкого зношування фрикційних накладок і виходу муфти з ладу, а в других під навантаженням викликають сильне зношування підшипників і великі втрати енергії на тертя. Що ж до відносних швидкостей елементів основних ланок в зчленування на центральній осі механізму, то величина цих швидкостей не надає практично будь-якого впливу на працездатність редуктора, так як сили, що діють в цих зчленування, як правило, врівноважені. Можна лише відзначити, що верхня межа таких швидкостей повинна відповідати допустимим швидкостям обертання підшипників, на яких змонтовані центральні зчленування. Для сателітних коліс і блокуючих муфт як критерій раціональності вибору схеми може бути прийнятий аналогічний критерій, зазначений вище абсолютних швидкостей основних ланок.

Величина гальмівного моменту при роботі редуктора на тому чи іншому ступені залежить тільки від величин крутного моменту на провідному валу і передаточного відношення цього рівня. Тому отримати інше значення гальмівного моменту можна лише за рахунок зміни передавального відношення ступенів у

технічному завданні синтезу багатошвидкісного редуктора. Якими-небудь конструктивними способами змінити величину гальмівного моменту неможливо.

Залежно від варіанта блокування величина блокуючого коробку моменту може бути як меншою, так і більшою за момент на провідному валу. Раціональною схемою блокування буде, очевидно, така, за якої момент, що передається муфтою, найменший. Однак слід мати на увазі, що раціональність конструкції блокуючого пристрою, крім величини блокуючого моменту, певною мірою залежить і від місця розміщення цього пристрою. Тому в ряді випадків вигідніше піти на варіант з дещо більшим за величиною блокуючим моментом, якщо цей варіант покращить компонування редуктора та технологічність його конструкції.

Енергетичну оцінку якості схем краще проводити за величиною ККД. ККД багатошвидкісних планетарних редукторів, що встановлюються в приводах гірських машин, при роботі на будь-якому з ступенів під повним навантаженням не повинен бути нижчим за 0,9, якщо враховуються втрати енергії тільки в зубчастих зачепленнях.

Простота конструкції та зручність компонування редуктора залежать від реальних зв'язків між основними ланками елементарних рядів, а також конфігурації та розмірів веденої ланки механізму. Для попередньої оцінки варіантів цього критерію може бути використана кінематична схема коробки. При синтезі редуктора з числом ступенів більше двох можливі варіанти так званих схем, що самоперетинаються. Справа в тому, що у складних механізмів деякі міжрядні зв'язки можуть ізолювати гальмівні ланки попередніх щаблів від стійки. Такі ланки, позбавляючись зовнішньої опори гальмівного моменту, що неспроможні виконувати призначені їм функції. На кінематичних схемах ці ланки при виході на периферію коробки перетинають інші основні ланки, тому, що така коробка реально існувати не може. Для більш детальної оцінки складності того чи іншого варіанта схеми редуктора потрібна хоча б ескізна конструктивна опрацювання приводу в цілому.

Завдання щодо вибору схеми багатошвидкісного планетарного механізму може бути сформульована так: потрібно вибрати кращу з можливих схему

планетарної коробки швидкостей, що задовольняє заданій гамі передатних відносин.

3.2. Методика визначення раціональної схеми багатошвидкісного редуктора

3.2.1. Методика визначення раціональної схеми двошвидкісного планетарного редуктора

Метою методики вибору раціональної схеми двошвидкісного планетарного редуктору є вибір схеми з максимальним ККД та мінімальними радіальними швидкостями ланок, яка дозволяє реалізувати необхідне передатне відношення.

Методика ґрунтується на теоретичному матеріалі, викладеному у п.2.3 та п.3.1.

Методика вибору раціональної схеми двошвидкісного планетарного редуктору:

1. У якості вихідних даних виступають два значення швидкості для першої передачі v_1 та другої передачі v_2 ($v_2 > v_1$);
2. Визначається необхідний діапазон регулювання $d = i_1 = v_2 / v_1$;
3. З трьох схем (див. рис 2.5-2.7) обираються ті, що здатні забезпечити потрібний діапазон регулювання d ;
4. Для кожної з обраних схем на основі залежностей (2.26, 2.28, 2.30) визначаються значення коефіцієнту k_1 . Він має знаходитися в межах $k = 1,3 - 10$;
5. Використовуючі залежності (2.27, 2.29, 2.31) встановлюються значення ККД для обраних схем,
6. Використовуючі залежності з табл.2.3, встановлюються значення кутових швидкостей ланок механізму.
7. Використовуючі критерії з п. 3.1, обирається найкраща схема в якій $k_1 \rightarrow \min$, $\eta \rightarrow \max$, $\omega \rightarrow \min$.

3.2.2. Методика визначення раціональної схеми тришвидкісного планетарного редуктора

Метою методики вибору раціональної схеми тришвидкісного планетарного редуктору є вибір схеми з максимальним ККД та мінімальними радіальними швидкостями ланок, яка дозволяє реалізувати необхідне передатне відношення.

Методика ґрунтується на теоретичному матеріалі, викладеному у п.2.4 та п.3.1.

Методика вибору раціональної схеми тришвидкісного планетарного редуктору:

1. У якості вихідних даних виступають три значення швидкості для першої передачі v_1 , для другої передачі v_2 і для третьої передачі v_3 ($v_3 > v_2 > v_1$);
2. Визначається необхідний діапазон регулювання $d = v_3/v_1$, та відношення максимальної швидкості до проміжної $q = v_3/v_2$;
3. Обирається схема передачі першої ступені з трьох схем (див. рис 2.5-2.7). Обираються ті, що здатні забезпечити потрібний діапазон регулювання q ;
4. Для кожної з обраних схем першого ступеня на основі залежностей (2.26, 2.28, 2.30) визначаються значення коефіцієнту k_1 . Він має знаходитися в межах $k = 1,3 - 10$;

3.3. Приклади застосування розробленої методики визначення раціональної схеми багатошвидкісного редуктора

3.2.1. Приклад визначення раціональної схеми двошвидкісного планетарного редуктора

Як приклад застосування розробленої методики вибору раціональної конструкції двошвидкісного редуктору розглянемо привод стрічкового конвеєра, який повинен забезпечувати дві швидкості руху стрічки: 0,8 та 3,15 м/с.

Отже потрібно обрати конструкцію двошвидкісного планетарного

редуктору. Для редукторного режиму роботи такої коробки ряд передатних відносин характеризується виразом (2.11). Оскільки діапазон регулювання $d = 3,15/0,8 = 3,94$, вказаний вираз набуває наступного вигляду:

$$i_I \rightarrow i_{II} = 1 \rightarrow 3,94$$

Передатне відношення $i = 3,94$ може бути реалізовано **Схемою I** (рис 2.3) або **Схемою III** (рис. 2.5).

У **Схемі I** ведучий вал D редуктора з'єднаний із сонячною шестернею a_1 , а ведений вал B — з водилом H_1 . Третя основна ланка ряду – коронне колесо b_1 – пов'язане з гальмівним барабаном T_1 .

Параметр ряду k_1 редуктору визначаємо з формули передаточного відношення (2.26). Оскільки для **Схеми I** $i_{DB}^{T_1} = i_1 = k_1 + 1$

$$k_1 = i_1 - 1 = 3,94 - 1 = 2,94$$

Вибір схеми редуктору проводимо для випадку, коли передатне відношення i_1 ступеня має позитивне значення, що відповідає обертанню вихідних валів D та B редуктору в один бік.

У **Схемі III** ведучий і ведений вали D та B обертаються в протилежні сторони. Таким чином, $i_1 = -3,94$, для цієї схеми за залежністю (2.30) $i_{DB}^{T_1} = -i_1 = -k_1$

$$k_1 = 3,94$$

Порівняємо Схеми I та III (рис. 3.1), використовуючи оціночні критерії, зазначені у п.3.1.

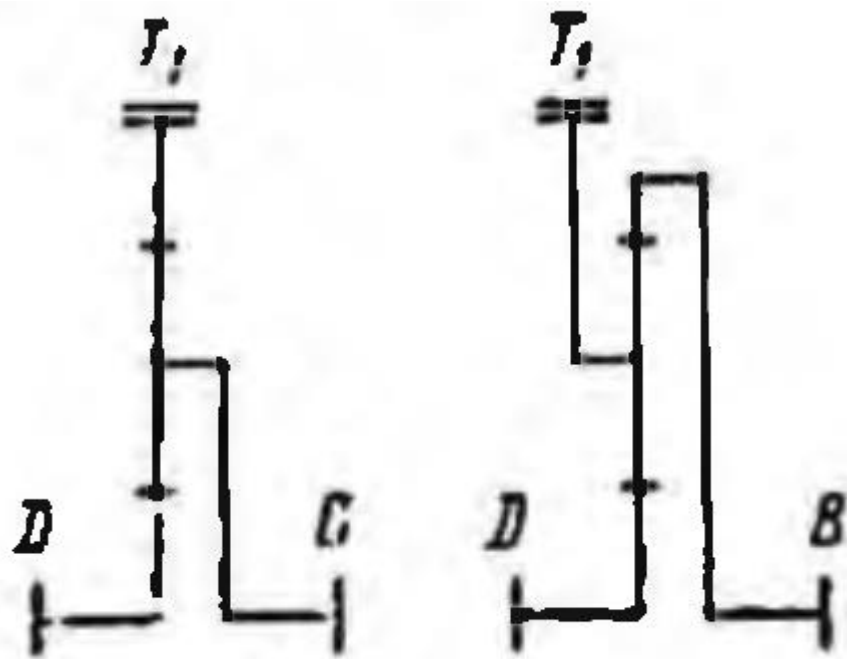


Рис 3.1 – Схеми I та III

У прикладі обидві схеми мають прийнятні значення параметра k_1 .

Використовуючі залежності (2.27, 2.31) встановимо значення ККД для обраних схем,

Схема I

$$\eta = \frac{k_1 \eta_0 + 1}{k_1 + 1} = \frac{2.94 \cdot 0.97 + 1}{2.94 + 1} = 0.977$$

Схема III

$$\eta = \eta_0 = 0.97$$

Використовуючі залежності з табл.2.3, встановимо значення кутових швидкостей ланок механізму.

Результати розрахунків зведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняльні параметри обраних схем

Схема	Параметри					
	k_1	η	ω_{a1}	ω_{H1}	ω_{b1}	ω_{g1}
I	2,94	0,977	ω_D	0.254 ω_D	0	0.515 ω_D
III	3,94	0,97	ω_D	0	-0.254 ω_D	-0.68 ω_D

Аналізуючі дані таблиці 3.1, можна дійти висноку, що із двох схем більш прийнятні параметри має *Схема I*.

3.2.2. Приклад визначення раціональної схеми тришвидкісного планетарного редуктора

Як приклад застосування розробленої методики вибору раціональної конструкції тришвидкісного редуктору розглянемо привод роторного екскаватору, який повинен забезпечувати три швидкості руху ротора: 0,76, 1,33 та 1,95 м/с.

Розглянемо схеми редуктори, які відповідають редукторному режиму роботи коробки. У цьому випадку ряд передатних відносин характеризується виразом (2.33). Для аналізованого механізму величина діапазону регулювання $d = 1,95 / 0,76 = 2,56$, а відношення максимальної швидкості до проміжної $q = 1,95/1,33 = 1,465$, отже

$$i_1 \rightarrow i_{II} \rightarrow i_{III} = 1 \rightarrow 1,465 \rightarrow 2,56$$

Вибір схем здійснюємо кожному варіації дворядної схеми редуктора.

Для першої варіації розподіл передавальних відношень за ступенями редуктору буде наступним:

$$i_1 \rightarrow i_2 = 1,465 \rightarrow 2,56$$

Вибір схеми передачі першого ступеня аналогічний вибору схеми однорядної коробки. Згідно з вхідними даними передатне відношення $i_1 = 1,465$ першого ступеня можна реалізувати передачею *Схеми II* (див. рис 2,4). Параметр ряду k_1 редуктору визначаємо з формули передаточного відношення (2.28). Оскільки для

$$\text{Схеми II } i_{DB}^{T_1} = i_1 = \frac{k_1 + 1}{k_1}$$

$$k_1 = \frac{1}{i_1 - 1} = \frac{1}{1,465 - 1} = 2,15$$

ККД, згідно (2.29)

$$\eta = \frac{k_1 + \eta_0}{k_1 + 1} = \frac{2,15 + 0,97}{2,15 + 1} = 0,99$$

Передатне відношення другого ступеня $i_2 = 2,56$ можна здійснити тільки

редуктором, виконаним за **Схемою II-3** (рис 2.12).

За відомими $i_2 = 2,56$ і $k_1 = 2,15$ визначимо величину k_2 за формулою передавального відношення другого ступеня **Схему II-3** (2.51) $i_{DB}^{T_1} = \frac{k_1 + k_2 + 1}{k_1}$

$$k_2 = i_2 k_1 - k_1 - 1 = 2,56 \cdot 2,15 - 2,15 - 1 = 2,35$$

ККД, згідно з (2.52)

$$\eta = \frac{k_1 + (k_2 \eta_0 + 1) \eta_0}{k_1 + k_2 + 1} = \frac{2,15 + (2,35 \cdot 0,97 + 1) 0,97}{2,15 + 2,35 + 1} = 0,97$$

Для другого варіанту трьох ступінчастого редуктору розглянемо передавальні відношення навпаки

$$i_1 \rightarrow i_2 = 2,56 \rightarrow 1,465$$

Перший ступінь із передатним відношенням $i_1 = 2,56$ здійснити передачами, які отримують з елементарного диференціала, неможливо. Тому розглянемо модифікацію другої варіації, на яку $i_1 = -2,56$ та $i_2 = -1,465$.

У цьому випадку $i_1 = -2,56$ можна реалізувати **Схеми III** (рис 2.25) з параметром ряду $k_1 = 2,56$.

Для другого ступеня передатне відношення $i_2 = -1,465$ можна реалізувати передачею за **Схемою III-1** (рис 2.34). Величина параметра k_2 , визначається з формули передатного відношення (2.56) $i_{DB}^{T_1} = i_2 = -\frac{k_2 k_1}{k_1 + k_2 + 1}$

$$k_2 = -\frac{i_2 k_1 + i_2}{-k_1 - i_2} = \frac{(-1,465) \cdot 2,56 + (-1,465)}{-2,56 - (-1,465)} = 4,76$$

ККД, згідно (2.57)

$$\eta = \frac{(k_2 + k_1 + 1) + \eta_0^3}{(k_2 + k_1) \eta_0 + 1} = \frac{(4,76 + 2,56 + 1) + 0,97^3}{(4,76 + 2,56) \cdot 0,97 + 1} = 0,967$$

Кутові швидкості запропонованих схем обчислюються на основі рівнянь табл 2.3. та загального рівняння (2.24). Результати порівняльних обчислень зводимо у табл.3.2

Таблиця 3.1 – Порівняльні параметри обраних схем

Параметр	Схема II-3		Схема III-1	
	Перша ступінь	Друга ступінь	Перша ступінь	Друга ступінь
k_1	2.15	2.15	2.56	2.56
k_2	2.35	2.35	4.76	4.76
η_1	0.99	-	0.97	-
η_2	-	0.97	-	0.967
ω_{a1}	0	$-0.92\omega_D$	ω_D	ω_D
ω_{b1}	ω_D	ω_D	$-0.39\omega_D$	$-0.68\omega_D$
ω_{H1}	$0.68\omega_D$	$0.39\omega_D$	0	$-0.21\omega_D$
ω_{g1}	$1.87\omega_D$	$2.67\omega_D$	$-1.28\omega_D$	$-1.76\omega_D$
ω_{a2}	0	$-0.92\omega_D$	ω_D	ω_D
ω_{b2}	$0.68\omega_D$	$0.39\omega_D$	0	$0.21\omega_D$
ω_{H2}	$0.48\omega_D$	0	$0.17\omega_D$	0
ω_{g2}	$1.19\omega_D$	$1.36\omega_D$	$-0.27\omega_D$	$-0.53\omega_D$

З аналізу отриманих даних неважко встановити, що *Схема III-1* має більш низкі значення кутових швидкостей ланок, хоча дещо поступається *Схемі II-3* у ККД при роботі коробки на першому ступені. Однак за способом здійснення міжрядних зв'язків *Схема III-1* суттєво простіше. Саме це і робить цю схему кращою.

Висновки до розділу 3

1. Встановлено критерії оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.
2. Першим встановленим критерієм є відповідність заданим передавальним відношенням із достатнім (необхідним) ступенем точності;
3. Другий встановлений критерій є параметр елементарного ряду k , який визначає габарити та вагу планетарного редуктору. Раціональним діапазоном є $k = 2,5 - 3$ – модуль або параметр елементарного ряду;
4. Третій критерій оцінювання конструкцій є кутові швидкості ланок механізму, які повинні бути мінімальними;

5. Четвертим критерієм є ККД механізму, який для багатошвидкісних планетарних редукторів, що встановлюються в приводах гірничих машин, при роботі на будь-якому з ступенів під повним навантаженням не повинен бути нижчим за 0,9, якщо враховуються втрати енергії тільки в зубчастих зачепленнях. Причому за допомогою ККД також зручно проводити енергетичну оцінку якості схем;
6. Розроблено методики вибору раціональних схем дво- та тришвидкісного планетарного редуктору, яка дозволяє обрати раціональну схему планетарного редуктора, що максимально забезпечує відповідність критеріям оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає у покращенні режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин рахунок обґрунтування їх раціональних експлуатаційних параметрів та розробки методики вибору раціональних параметрів багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин.

4. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи, що полягає в покращенні режиму роботи багатошвидкісних планетарних редукторів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів.
5. Проаналізовано умови роботи планетарних редукторів гірничих машин. Встановлено, у переважній більшості випадків гірничі машини потребуються двошвидкісних або тришвидкісних планетарних редукторів, оскільки при збільшенні числа ступенів спостерігається зниження коефіцієнту ефективності. Використання чотиришвидкісних планетарних редукторів недоцільно через складність конструкції, що може бути замінена гідроприводом.
6. Встановлено, що модуль або параметр елементарного ряду k , що визначається як відношення числа зубів коронного колеса z_b до кількості зубів сонячної шестерні z_a , може бути критерієм порівняльної оцінки діаметральних габаритів рядів планетарних редукторів;
7. Встановлено, що для елементарних рядів планетарних редукторів величину параметру елементарного ряду k рекомендується призначати в межах від $k = 1,3$ до 10. Вихід за нижню межу призводить до дуже малих розмірів сателітів, здійснення опор яких на підшипниках кочення представляє певні труднощі або робить застосування таких підшипників взагалі неможливим. Вихід за верхню межу k викликає суттєве зменшення розміру сонячної шестерні, що призводить до зниження її здатності до навантаження з причини малих значень наведених радіусів кривизни профілів зубів. Крім того, чим вище

значення параметра k , тим більші розміри мають сателіти і тим менше їх можливо розмістити в ряду.

8. Встановлено, що двошвидкісні планетарні редуктори реалізуються гальмуванням однієї з основних ланок і її блокуванням, що дає можливість у двох режимах – редукторному та мультиплікаторному.
9. Встановлено залежність між кутовими швидкостями основних ланок двошвидкісного планетарного редуктору на основі кінематичного рівняння.
10. У результаті аналізу відомих конструкцій та за даними літературних джерел, встановлено, що для двошвидкісних планетарних редукторів рекомендовані межі передатних відношень між швидкостями від 1,7 до 7,0.
11. Встановлено 3 можливі комбінації двошвидкісної схеми планетарного механізму. Для кожної схеми визначені залежності для передавального відношення, кутової швидкості кожної ланки та ККД.
12. Встановлено, що тришвидкісна схема komponується з двох елементарних рядів. Передатне відношення першого ступеня здійснюється одним рядом, а передатне відношення другого ступеня - обома рядами. Для тришвидкісних планетарних редукторів можливі три режими - редукторний, мультиплікаторний і комбінований.
13. Встановлено залежність між кутовими швидкостями основних ланок тришвидкісного планетарного редуктору на основі кінематичного рівняння.
14. Перший ступінь багатошвидкісного редуктору реалізується передачею, отриманою з елементарного диференціала при гальмуванні однієї з його основних ланок у зовнішній опорі.
15. Встановлено 11 можливих комбінацій тришвидкісної схеми планетарного механізму. Для кожної схеми визначені залежності для передавального відношення, кутової швидкості кожної ланки та ККД. При здійсненні міжрядних зв'язків основних ланок у коробках з замикання на вали D або B необхідно дотримуватися наступного правила: ведена ланка замикаючої передачі повинна бути пов'язана відповідно з провідним або веденим валом, а ведуча - з гальмівною ланкою першого ряду.

16. Встановлено критерії оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.
17. Першим встановленим критерієм є відповідність заданим передавальним відношенням із достатнім (необхідним) ступенем точності;
18. Другий встановлений критерій є параметр елементарного ряду k , який визначає габарити та вагу планетарного редуктору. Раціональним діапазоном є $k = 2,5 - 3$ – модуль або параметр елементарного ряду;
19. Третій критерій оцінювання конструкцій є кутові швидкості ланок механізму, які повинні бути мінімальними;
20. Четвертим критерієм є ККД механізму, який для багатошвидкісних планетарних редукторів, що встановлюються в приводах гірничих машин, при роботі на будь-якому з ступенів під повним навантаженням не повинен бути нижчим за 0,9, якщо враховуються втрати енергії тільки в зубчастих зачепленнях. Причому за допомогою ККД також зручно проводити енергетичну оцінку якості схем;
21. Розроблено методики вибору раціональних схем дво- та тришвидкісного планетарного редуктору, яка дозволяє обрати раціональну схему планетарного редуктора, що максимально забезпечує відповідність критеріям оцінювання конструкцій багатошвидкісних планетарних передач.