

Донбаська державна машинобудівна академія

Кафедра Підйомно-транспортних машин

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних машин
Протокол № 8 від 18 квітня 2019 р.
Завідувач кафедри
_____ Дорохов М.Ю.

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни
«Потужні екскаватори»

галузь знань 13 – «Механічна інженерія»

спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

ОПП «Галузеве машинобудування»

Професійне спрямування Підйомно-транспортні машини

Факультет Машинобудування

Розробник: Крупко В.Г., к.т.н., доцент; Держинська О.В., к.т.н., асистент

Краматорськ – 2019 р.

ВСТУП

Зростання видобутку корисних копалин відкритим способом виробництва обумовлює якісну і кількісну модернізацію парку гірничого і транспортного устаткування, розвиток якого для відкритих розробок визначається головними напрямками технічного прогресу у всіх гірничодобувних галузях, серед яких слід відзначити [1,2,3]:

- будівництво великих кар'єрів для підвищення рівня видобутку і поліпшення техніко–економічних показників;
- концентрацію виробництва з використанням високопродуктивних засобів механізації в кожній ланці технологічного процесу;
- максимальну відповідність робочих параметрів устаткування природним і гірничотехнічним умовам експлуатації родовищ і їхнім раціональним розробкам;
- комплексну механізацію основних і допоміжних процесів на кар'єрах;
- підвищення одиничної потужності, довговічності й експлуатаційної надійності екскаваторів, а також удосконалюванням їхніх конструктивних схем і робочого устаткування;
- різке збільшення потужності і зчіпної ваги засобів тяги на кар'єрному, залізничному транспорті і вантажопідйомності автосамоскидів.

Екскаваторний спосіб виконання робіт з видобутку корисних копалин відкритим способом на гірничих підприємствах займає і буде в найближчий час займати домінуюче положення.

Типорозмірний ряд кар'єрних екскаваторів, що виготовляються і експлуатуються на кар'єрах України містить ряд базових моделей зі стандартними ковшами ємністю від 2 до 20 м³. Для кожної машини передбачені один–два комплекти подовженого робочого устаткування. На напівскельних земляних роботах ємність стандартного ковша може бути збільшена на 25%, на скельних абразивних породах – зменшена на 25%.

Важливе місце в комплексі робіт, спрямованих на підвищення технічного рівня одноківшових екскаваторів займає: розробка нових і удосконалення існуючих виконавчих і допоміжних механізмів та використання сучасних методів їх розрахунків з метою підвищення надійності; створення й удосконалення пристроїв рекуперації енергії, що дозволяють скоротити питомі витрати палива і підвищити продуктивність машини; упровадження сталей підвищеної міцності та прокату з легованої сталі для металоконструкцій, робочого обладнання, поворотних і опорних вузлів машин; удосконалювання методів діагностики виконавчих механізмів та їх приводів; поглиблення уніфікації і застосування модульного принципу при проектуванні та виготовленні машин.

У даному навчальному посібнику приведені конструктивні схеми потужних одноківшових екскаваторів, систематизовано існуючі методики розрахунку навантажень на робоче обладнання, та основні способи визначення потужності виконавчих механізмів екскаваторів. У додатках наведено основні

техніко–економічні показники сучасних потужних екскаваторів та приклади їх розрахунку. В розділі 6 наведено методику оцінки технічного рівня стосовно одноковшевих екскаваторів, яка дозволяє проводити порівняльний аналіз екскаваторів з різними технічними параметрами, а також знаходити шляхи підвищення якості існуючих машин.

Навчальний посібник може бути корисним студентам вищих навчальних закладів при вивченні дисциплін «Машин для земляних робіт», «Гірничі машини» та при виконанні курсового та дипломного проектування, а також інженерам–конструкторам, які займаються питаннями проектування та експлуатації одноковшевих екскаваторів.

Змістовний модуль 1. Технологічні схеми видобутку корисних копалин з використанням потужних екскаваторів. Основні геометричні параметри кар'єрів, комплекти машин для розкривання, видобутку перевантаження і транспортування ґрунтів, будівельних матеріалів, гірничих порід. Продуктивність окремих машин і екскаваторних комплектів і в цілому

Тема 1. Системи розробки і експлуатації родовищ корисних копалин їх переваги і недоліки

Лекція 1 Системи розробки родовищ відкритим способом

Системи розробки родовищ відкритим способом - порядок і послідовність виконання гірничих робіт, що забезпечує економічну й безпечну експлуатацію із заданою виробничою потужністю при раціональному використанні запасів. Найбільш характерними й важливими у виробничому відношенні класифікаційними ознаками системи розробки родовищ відкритим способом є спосіб виробництва розкривних робіт, спосіб переміщення порід у відвали й тип основного устаткування, що застосовується. У розвитку представлень про класифікацію систем відкритої розробки відомі класифікації А. И. Стешенко (1930 р.). И. А. Кузнецова (1931 р.). А. П. Зотова (1931 р.), Е. Н. Барбот-де-Марні (1934 р.). Е. Ф. Шешко (1947 р.), Н. В. Мельникова (1951 р.), В. В. Ржевського (1968 р.), С. М. Шорохова (для розсипних родовищ), Г. А. Нурка (для гідромеханізації).

У класифікаціях М. В. Мельникова й Є. Ф. Шешко реалізована ідея про домінуюче значенні способу (напрямку) переміщення порід із вибоїв у відвали й комплексну механізацію процесів відкритої розробки.

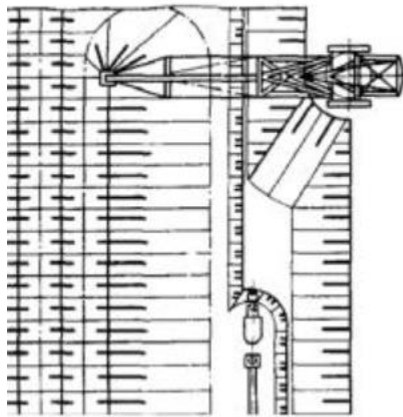
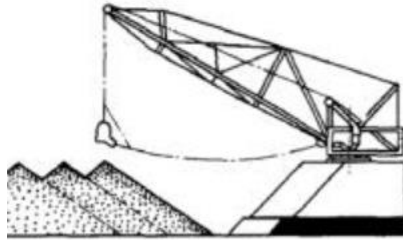
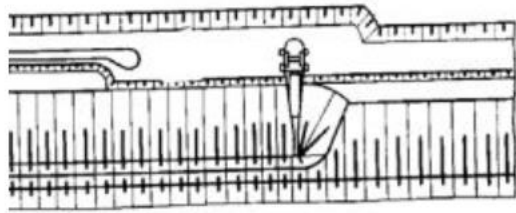
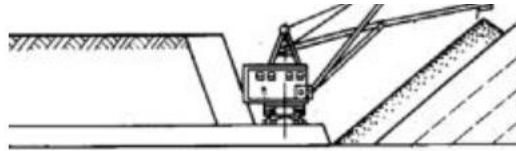
В. В. Ржевський у якості основних класифікаційних систем розробки родовищ відкритим способом приймає напрямок виїмки гірської маси в плані й профілі, місце розташування відвалів, потужність виймальних шарів, місця розташу-

вання розрізних траншей, ступінь залежності підготовчих, розкривних і видобув-

них робіт, ступінь інтенсивності гірничих робіт. Дана класифікація систем виходить із гірничо-геологічних і геометричних передумов.

1. При розробці пластових і не пластових родовищ відповідно до класифікації М. В. Мельникова виділяються наступні системи розробки.

Безтранспортна — система з екскаваторною перевалкою розкривних порід у внутрішній відвал.



Потужність розкриву при цій системі більше, ніж при простій, і нерідко обмежується припустимою за умовами безпеки висотою уступу (40-50 м).

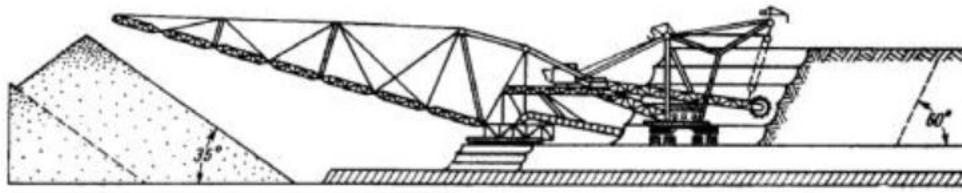
Системи високо економічні, стосовуються при горизонтальних чи слабо похилих пластах обмеженої потужності (звичайно, до 20-25 м); при похилих та крутих пластах у випадку, коли виконується подвійна чи потрійна перевалка порід екскаваторами на бортах кар'єру.

Екскаватор-кар'єр — система з поперемінною перевалкою розкриву у вироблений простір, а корисної копалини - у пересувний бункер одним екскаваторомдраглайном.

Транспортно-відвальна система з переміщенням розкривних порід у внутрі-

шні відвали відвалоутворювачами чи транспортно-відвальними мостами, що працюють у сполученні з багатоковшовими ланцюговими й роторними екскаваторами

Застосовується для розробки горизонтальних чи слабо похилих пластів потужністю до 30—40 м при потужності покриваючих пухких порід до 60 м:



збільшення потужності обмежується лінійними параметрами розвантажувальних стріл відвалоутворюючих машин, тому з метою розширення області застосування цієї високоефективної системи розробки застосовують схеми екскавації, засновані на принципі передачі породи з розвантажувальної консолі одного відвалоутворювача на прийомну консоль іншого, що приводить до збільшення місткості внутрішнього відвалу.

Транспортна — система з переміщенням розкривних порід у відвали різними видами кар'єрного транспорту (залізничним, автомобільним, конвеєрним і ін., їхніми комбінаціями). У залежності від напрямку переміщення розкриву розділяється на систему з внутрішніми відвалами, застосовувану при горизонтальних чи слабо похилих пластах, що відпрацьовуються на повну потужність, і систему із зовнішніми відвалами, застосовувану при будь-яких умовах залягання корисної копалини. У практиці відкритих розробок має місце система з частковим переміщенням порід на зовнішні й внутрішні відвали. Транспортна система застосовується при будь-якій міцності гірських порід.

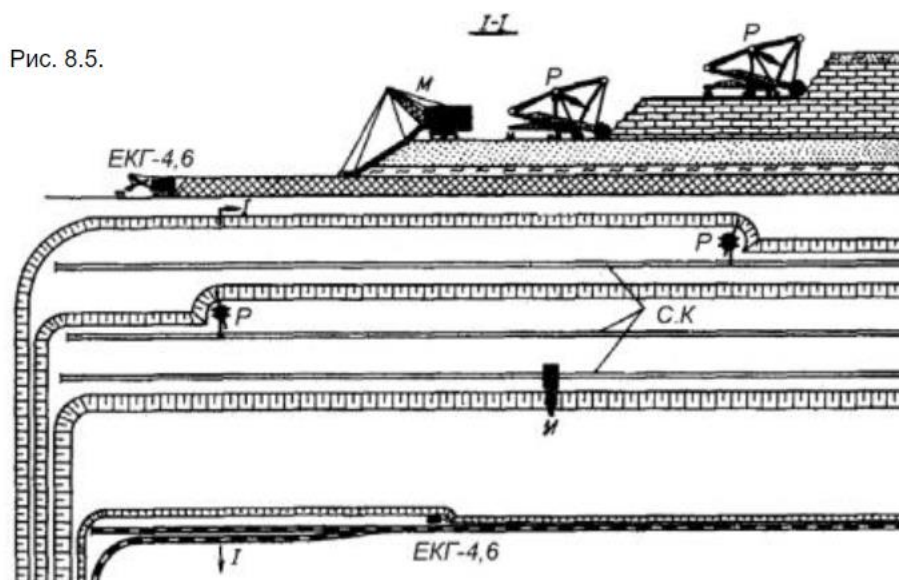
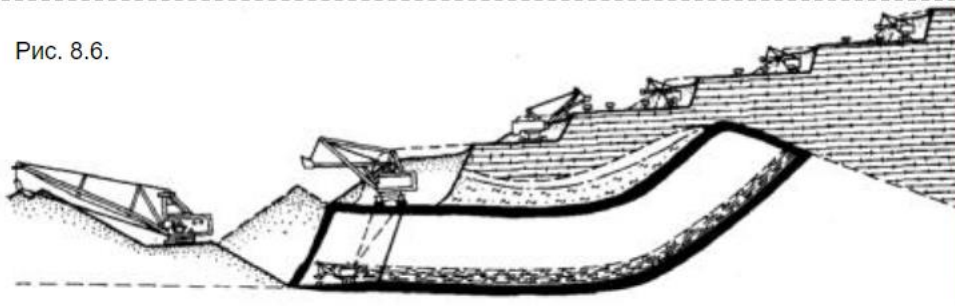


Рис. 8.6.



розкривних, видобувних і гірничопідготовчих робіт розрізняють системи розробки залежні, напівзалежні й незалежні.

Системи розробки горизонтальних і пологих родовищ є суцільними; похилих і крутих — поглибленими.

За напрямком посування фронту гірничих робіт у плані розрізняють системи розробки:

подовжні, при яких однобортовий чи двобортовий фронт розкривних і видобувних робіт переміщається паралельно короткої осі кар'єрного поля;

поперечні, при яких однобортовий і двобортовий фронт розкривних і видобувних робіт переміщається паралельно короткої осі кар'єрного поля;

віялові, при яких фронт розкривних і видобувних робіт переміщається по віялу з центральним (загальним) чи розосередженими (два чи більше) поворотні пункти:

кільцеві, при яких робоча зона охоплює всі борти по периметру кар'єру й розробка виконується кільцевими смугами від центра до меж кар'єрного поля чи від меж до центра.

При усіх варіантах систем розробки основне значення мають місця розташування відвалів (зовнішні, внутрішні чи змішані відвали), що визначають напрямок переміщення розкривних порід.

При гідромеханізації відкритих гірничих робіт під системою розробки родовищ розуміється планове ведення робіт із розмиву, гідро транспортуванню й укладанню розкривних порід у гідровідвали, що знаходяться у взаємозв'язку з видобувними роботами в часі й просторі. Основні ознаки системи розробки визначаються способом виконання розкривних робіт. Відповідно до класифікації Г. А. Нурка виділяються наступні системи розробки: А - похилими шарами із самопливним транспор-

том пульпи; із напірним транспортом пульпи; із самопливно-напірним транспортом пульпи; Б — спеціальна із застосуванням плавучих землесосних установок.

II. При розробці розсипних родовищ.

При дражному способі системи розробки поділяються за числом суміжних очисних вибоїв і за напрямком їхнього переміщення на:

одинарно-подовжно — драга робить виїмку в одному вибої, що переміщається уздовж долини по підняттю чи по падінню. Вузкий розсип відпрацьовується за один хід, широка - за кілька ходів. Система застосовується в основному для вузьких розсипів із добре розвіданими контурами;

Техніко-економічні показники її залежать від умов залягання родовища й погіршуються з ростом довжини транспортування й висоти підйому розкривних порід.

Спеціальні - системи розробки з використанням для видалення розкривних порід кабельних екскаваторів і кранів, скреперів і гідромеханізації.

Комбіновані — поєднання різних систем, що відповідають умовам залягання родовища (рис.8.6).

Найбільше часто зустрічається комбінація, при якій нижня частина розкриву виконується по транспортно-відвальній чи безтранспортній системі, а верхня - по транспортній чи спеціальній.

Відповідно до класифікації В. В. Ржевського — за ступенем залежності одинарно - поперечну — виїмка в одному вибої, що переміщається поперек долини; при підході до контурів розсипу драга розвертається на 180° і робить виїмку суміжного вибою у зворотному напрямку. Система застосовується для широких розсипів: доцільно застосовувати при недостатньої розвіданості розсипу в її межах;

суміжно-подовжно — виїмка в декількох (2—6) суміжно розташованих вибоях, що переміщається уздовж подовжньої осі розсипу. Драга по черзі працює в суміжних вибоях, що утворюють один загальний вибій;

суміжно-поперечну — переміщення драги аналогічно при одинарнопоперечній системі, тільки виїмка виконується в декількох суміжно розташованих вибоях;

комбіновану — поєднання описаних вище систем.

При гідравлічному способі розробки розсипу попередньо виконується розкриття ділянки, виконується комплекс робіт з осушення й водопостачання, у ряді випадків виконуються розкривні роботи, монтується устаткування, проходиться зумпф і встановлюються металевопромивні прилади.

Системи розробки з урахуванням напрямку переміщення вибоїв і характеру процесу розмиву порід гідромоніторами підрозділяються на системи:

з побіжним вибоєм — по середній лінії ділянки розсипу за допомогою гідромонітора проходиться розрізна канава від зумпфа убік підйому плотика довжиною 40—70 м і рідше до 100 м; розмивні піски транспортуються в зумпф

металевопромивного приладу по дну канави, ухил якої рекомендується приймати більш 0,025. Очисні вибої розташовуються підлогу кутом до осі канави, їхнє переміщення виконується

узворотному напрямку стосовно вибою канави, тобто у бік зумпфа, під ухил. Систему доцільно застосовувати при потужності пісків 2-8 м і при ширині розсипу більше 40 м.

У залежності від напрямку проходки розрізної канави (уздовж долини чи поперек її) система називається попутно - поздовжньою чи попутно-поперечною;

із зустрічним вибоєм — у нижній частині ділянки розсипу попередньо робиться казаноподібна виїмка, необхідна для розміщення зумпфа, промислового приладу й установки на плотик розсипу гідромоніторів; подальший розмив пісків виробляється по всій ширині ділянки у напрямку підйому плотика; застосовується при великій потужності пісків і ширині розсипу до 40—50 м;

з бічним вибоєм - у початковій стадії розвитку робіт аналогічна системі із зустрічним вибоєм. Після установки гідромоніторів уздовж бортів розсипи проводяться вузькі випереджальні західки зустрічним вибоєм, завдяки чому з'являється можливість середню частину розсипу відпрацьовувати побіжним вибоєм; застосовується на розсипах шириною більш 40 м і глибиною більш 4—5 м.

В залежності від напрямку переміщення вибоїв уздовж долини чи поперек її система називається бічною подовжньою чи бічною поперечною;

з віяловим вибоєм — проводиться розрізна канава у напрямку підйому плотика, на дні її встановлюються 2, рідше 3 гідромонітори, що починають розмивати один із бортів канави. Розмив здійснюється таким чином, щоб послідовно відпрацьовувалися секторні ділянки розсипу, радіус яких дорівнює довжині канави, вибій гідромоніторів при цьому одержує віялове переміщення; застосовується для розробки розсипів із малим подовжнім ухилом, глибина розробки коливається від 2..3 до

10...15 м;

комбіновану — поєднання розглянутих систем.

При екскаваторному способі розробки розсипів застосовуються системи розробки родовищ відкритим способом із деякими змінами.

Безтранспортні доповнюються системами з переєкспацією торфів у зовнішні відвали і застосовуються в тих випадках, коли переєкспація торфів обходиться дешевше перевезення їх традиційними засобами; звичайно, допускається дворазова й рідше триразова переєкспація торфів за промисловий контур розсипу. Транспортні застосовуються головним чином з

використанням автомобільного й конвеєрного транспорту, спеціальні одержали широке поширення при застосуванні гідравлічного і скреперно-бульдозерного способів розробки.

При скреперно - бульдозерному способі розробки виконуються розкривні й видобувні роботи; характер цих робіт аналогічний, однак вони часто виконуються в різний час року.

У деяких випадках розкривні й видобувні роботи після створення відомого випередження розкривних робіт виконуються одночасно.

У районах із мерзлими породами час провадження робіт істотно змінює їхню технологію.

За напрямком виїмки шарів і місцем розміщення відвалів металевопромивних приладів відносно контурів ділянки, що розробляється, системи поділяються:

з виїманням похилими шарами на всю потужність ділянки, що розроблюється, розсипи з розміщенням відвалів на одному з бортів; застосовується для виконання розкривних робіт на витягнутих, порівняно вузьких ділянках. Вибій переміщається уздовж довгої осі до своїх кінцевих контурів.

Для виїзду машин у борті проводяться спеціальні траншеї через 50...100 м чи виконується виположування всього борта. При розробці пісків система зберігається такий само, тільки замість відвалів на борті встановлюється промисловий прилад, до якого транспортуються піски для промивання.

При розміщенні відвалів чи промислових приладів на двох бортах система видозмінюється. Похилий вибір поділяється по довгій осі на двох частин і кожна відпрацьовується самостійно з виїздами машин на правий і лівий борт, застосовується для розробки широких ділянок розсипу; при розміщенні відвалів чи промислових приладів на відпрацьованих площах система спрощується.

з виїмкою горизонтальними шарами невеликої потужності; застосовується при розробці мерзлих порід, виїмка яких стає можливою в міру їхнього відтавання, а також на широких ділянках з невеликою потужністю. Виїмка виконується на всій площі ділянки й поступово опускається до покрівлі пісків (при розкривних роботах) чи до плотика розсипу (при видобувних роботах). При спільному виробництві розкривних і видобувних робіт розкрив торфів виконується у ряді випадків похилими шарами,

авидобуток пісків — горизонтальними.

комбіновані способи: застосовуються різні сполучення систем розробки з використанням найбільш ефективного для даних умов і устаткування.

Особливо широке поширення у різних сполученнях знайшли системи, застосовувані при екскаваторному й скреперно-бульдозерному способах розробки.

Як приклад можна назвати систему, що представляє собою сполучення систем із виїмкою торфів бульдозером горизонтальними шарами й розміщенням їхній біля одного з бортів розрізу з безтранспортною системою, що характеризується переєкскавацією торфів у зовнішні відвали драглайном.

Лекція 2 Перспективи розвитку видобутку корисних копалин відкритим способом

Україна відноситься до однієї з небагатьох країн в світі де зосереджені великі поклади корисних копалин, що являється великим природнім даром. Так при загальній площі до 0,4% від площі суходолу всієї планети на Україні на кінець ХХ століття на приблизно 8000 гірничих підприємств видобувалось до 5% корисних копалин від загальносвітового видобутку.

Корисні копалини, що знаходяться в надрах землі на порівняно невеликих глибинах (25...500м) частіше всього видобувають відкритим, найбільш прогресивним способом розробки родовищ. На Україні відкритим способом видобувають більшість корисних копалин. До таких корисних копалин в першу чергу відносяться: залізні руди які зосереджені в Криворізькому, Кременчуцькому, Білозерському та Керченському басейнах; марганцевисті руди в Дніпропетровському басейні; руди кольорових металів нікелеві, титанові відповідно в Кіровоградській, Житомирській, Дніпропетровській і Закарпатській областях. В Донецькій області відкритим способом видобувають вогнетривну глину, флюсові вапняки, доломіти. А корисні копалини, що застосовують у будівництві (будівельні матеріали, крейда щебені, граніти та інші) розміщені по всій території України.

При застосуванні відкритого способу видобутку на родовищах корисних копалин будують гірничі споруди до яких відносяться кар'єри та розрізи. Розміри таких споруд залежать від потужності або обсягу корисних копалин що знаходяться в надрах землі, та ефективності їх використання. Основними напрямками удосконалення технології відкритих гірничих робіт є підвищення ефективності технологічних схем видобутку шляхом комплексної механізації гірничих робіт і обґрунтування раціональних параметрів машин і обладнання що застосовується на цих роботах.

Комплексна механізація видобутку корисних копалин на родовищах є одним із пріоритетних напрямків технічного прогресу на відкритих розробках.

Для кар'єрів під комплексною механізацією слід вважати застосування раціонального набору машин, як для основного виробничого процесу (видобутку корисних копалин) так і для допоміжних робіт (розкривних, підготовчих та транспортних). Обґрунтування та вибір кожного типу машин і обладнання для кар'єрів визначаються гірничотехнічними умовами до яких відносяться умови залягання корисних копалин, технологічні схеми видобутку, фізико-механічні характеристики порід, продуктивність комплексів машин та інші умови експлуатації кар'єрів.

На сучасних кар'єрах машин для комплексної механізації розробки родовищ корисних копалин, як правило забезпечують циклічно - потокову (або циклічно - конвеєрну) технології видобутку, що передбачає принцип поєднання процесів виймання, гірничої маси із вибою, її транспортування і складування. Ці роботи можна виконувати комплексом машин (наприклад екскаватор – конвеєр – відвал), або однією машиною (наприклад екскаватором) який виймає, транспортує і складає гірничу породу у відвал. На останньому принципі обґрунтовані технологічні схеми видобутку і розкривання корисних копалин з використанням однокішшових екскаваторів і навантажувачів, колісних скреперів і бульдозерів. Такі технологічні схеми характеризуються досить високими техніко-економічними показниками.

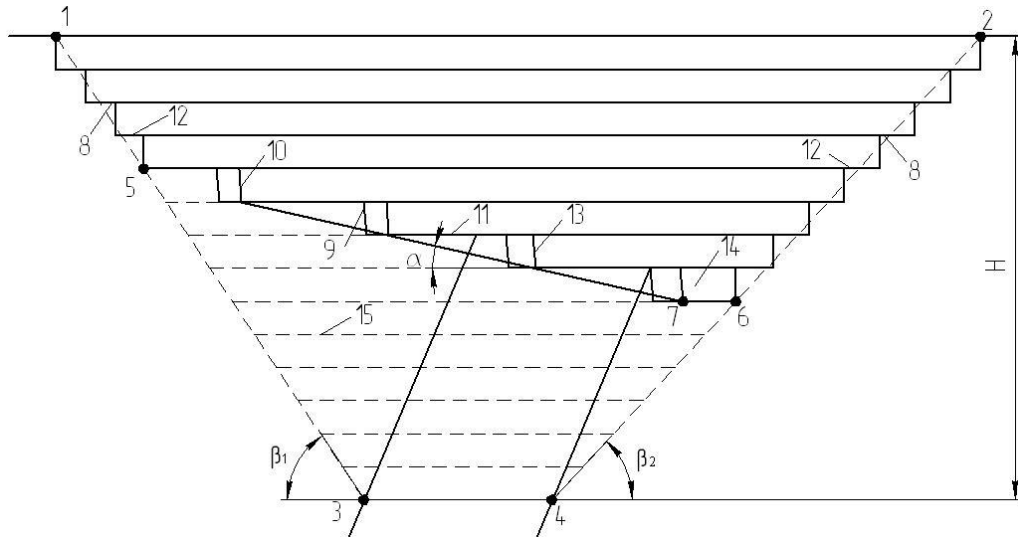
Виконана розкривних і видобувних робіт дає найбільш ефективний результат по таким технологічним схемам що передбачають безперервним вийманням і транспортування гірничої маси, циклічне виймання і транспортування, а також комбінацію циклічного і безперервного виймання і транспортування.

Сучасні кар'єри та технологічні схеми видобутку корисних копалин відкритим способом.

Однією з найпоширеніших земляних споруд є котловани, які складаються з чотирьох бокових вертикальних стінок та дна, висота бокових стінок значно більше ніж в траншеях та каналах.

Кар'єрні споруди (е) – найбільш складні земляні споруди, мають, як правило, наступні складові: вибій 1 з підшвою забою 2, насипний ґрунт (відвал) 3 з боковим відкосом 4. Між відвалом 3 та забоєм 1 повинна розміститись горизонтальна площадка 5 (берма) з укріпленою бровкою 6.

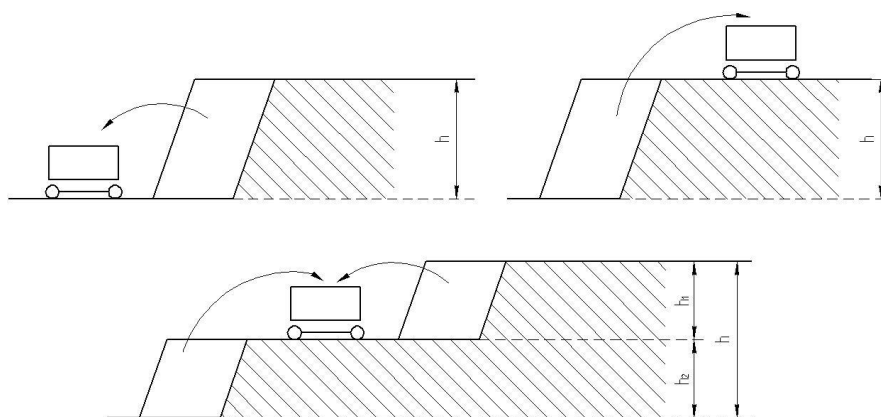
При розробці родовищ відкритим способом гірничі породи в межах контурів кар'єру розділяють на окремі горизонтальні шари. Кожен верхній шар розробляють із випередженням стосовно нижнього, у результаті чого кар'єр здобуває уступну форму (рис. 2.2).



1–2 й 3–4 – верхні й нижній кінцеві контури кар'єру; 1–3 й 2–4 – кінцеві контури бортів кар'єру; 1–5 й 2–6 – неробочі борти кар'єру; 5–7 – робочий борт кар'єру; 6–7 – підошва кар'єру; 8 – неробочі уступи; 9 – робочі уступи; 10 – укоси уступів; 11 – робочі площадки; 12 – берми; 13 – заходки; 14 – траншея; 15 – обрії кар'єру; H – кінцева глибина кар'єру; α – кут укосу робочого борта кар'єру; β_1 β_2 – кути укосів неробочих бортів кар'єру

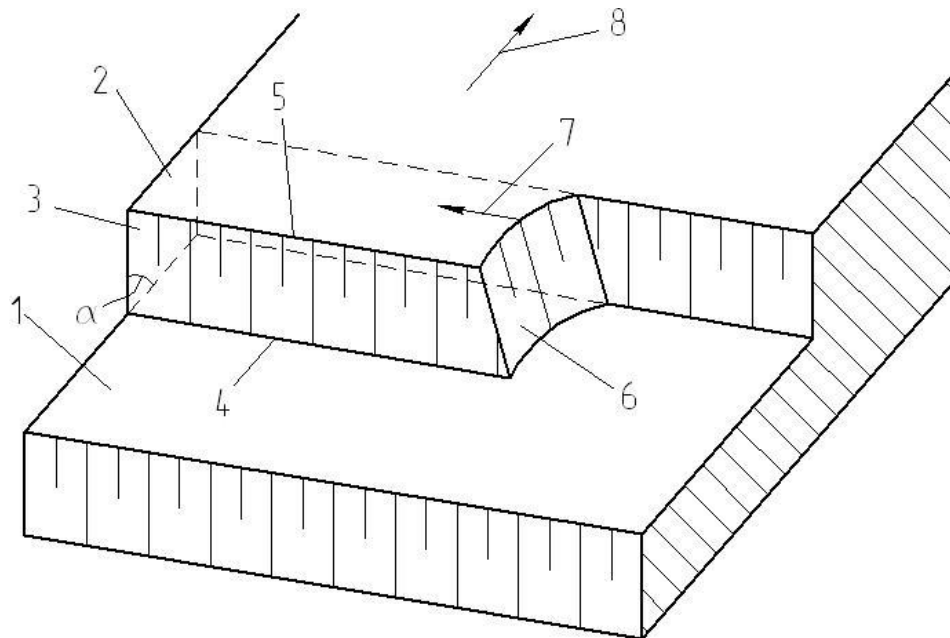
Рисунок 2.2 – Елементи й параметри кар'єру

Частина товщі гірських порід у кар'єрі, що має робочу поверхню у формі щабля й розроблювальну самостійними засобами виїмки й транспорту, називають уступом (рис. 2.3, а). Частина уступу по його висоті, розроблювальну самостійними засобами виїмки, але що обслуговується транспортом, загальним для всього уступу, називають підуступом (рис. 2.3, б). Уступ має площадки, укіс і брівки (рис. 2.4).



h_1 і h_2 висота підуступів відповідно; 1,2,3 – транспортний обрій

Рисунок 2.3 – Уступи й підуступи



1,2 – нижня й верхня площадки уступу; 3 – укіс уступу; 4,5 – нижня й верхня брівки уступу; 6 – вибій; 7 й 8 – напрямок подвигання вибою й фронту робіт; α – кут укосу уступу

Рисунок 2.4 – Елементи уступу

Площадкою уступу називають горизонтальну поверхню, що обмежує уступ по висоті; розрізняють нижню й верхню площадки уступу. Укосом уступу називають похилу поверхню, що обмежує уступ з боку виробленого простору. Кут між укосом уступу й горизонтальною площиною називають кутом укосу уступу. Лінії перетинання укосу уступу з його верхньою й нижньою площадками називають відповідно верхньою й нижньою брівками уступу (рисунок 2.4).

Поверхня уступу, що є безпосереднім об'єктом гірничих робіт й, що переміщується в результаті ведення цих робіт, називається вибоєм уступу. Вибоєм служить торець уступу, а іноді його укіс.

Уступ розробляють послідовними паралельними смугами, названими заходками. Частина заходки по її довжині, розроблювану самостійними засобами виїмки, називають блоком (рисунок 2.5).

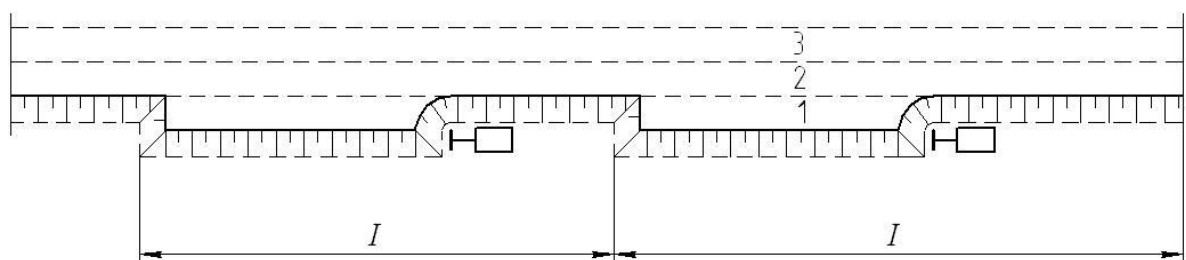


Рисунок 2.5 – Заходки 1,2,3 і блоки I

Поділ заходки на блоки дозволяє відпрацьовування уступу вести одночасно декількома вибоями.

Площадка уступу, на якій розташовують видобувальне встаткування, призначене для розробки цього уступу, називають робочою площадкою уступу.

Частина уступу по його довжині, підготовлена для розробки, називається фронтом робіт уступу. Підготовка фронту робіт полягає головним чином у підведенні транспортних шляхів і ліній електропередач. Сумарна довжина фронтів уступів становить фронт робіт кар'єру. Кожному уступу привласнюється висотна оцінка, що звичайно відповідає обрію розташування транспортних шляхів уступу.

Оцінки застосовують абсолютні, щодо рівня моря, або умовні, щодо прийнятого пункту на поверхні. Площадку уступу, що характеризується висотною оцінкою, називають обрієм.

Бічні поверхні, що обмежують кар'єр, називають бортами кар'єру. Вони є сукупністю укосів і площадок окремих уступів. Борта–кар'єру, на якому роблять гірничі роботи, називають робочим бортом, у протилежному випадку його називають неробочим.

Нижню, звичайно горизонтальну поверхню, називають подошвою кар'єру.

Лінію перетинання бортів кар'єру з поверхнею називають верхнім контуром, а з подошвою кар'єру нижнім контуром кар'єру. Положення верхнього й нижнього контурів кар'єру при виробництві гірничих робіт міняється. Контури, досягнуті до моменту погашення відкритих гірничих робіт, називають кінцевими контурами кар'єру. Їм відповідають кінцеві розміри кар'єру.

Умовну поверхню, що проходить через верхній і нижній контури кар'єру, називають загальним укосом борта кар'єру. Умовну поверхню, що проходить через нижні брівки верхніх і нижнього робочих уступів, називають укосом робочого борта кар'єру. Кутом укосу борта кар'єру називають кут між укосом борта й горизонтальною площиною.

Горизонтальні площадки на неробочому борті кар'єру називають бермами. Розрізняють транспортні й запобіжні берми. Транспортні берми служать для розміщення транспортних шляхів, по яких здійснюється вантажно–транспортний зв'язок між робочими площадками в кар'єрі й поверхнею. Запобіжні берми призначені для підвищення стійкості борта кар'єру й для затримки шматків породи, що обсипаються.

По положенню щодо земної поверхні розрізняють поклади корисних копалин: горизонтальні; пологі з кутом нахилу до 10° . Такі умови залягання характерні для родовищ вугілля, марганцю й інших корисних копалин осадового походження (наприклад, буровугільні родовища України та родовища Нікопольського марганцевого басейну).

Розвиток відкритого способу розробки родовищ корисних копалин (вугілля, залізної руди, будівельних матеріалів та інш.) потребував

систематизації певного комплексу робіт до яких відноситься підготовчі, розкривні та видобувні, для виконання яких потрібно і відповідне обладнання. На сучасних кар'єрах та великих земляних спорудах використовується, як правило, комплекс машин, який забезпечує безпечний і найбільш економічний спосіб виконання робіт в існуючих природних умовах, що забезпечує раціональне використання надр і системну роботу підприємств. Ця сукупність природних умов, обладнання і комплексу робіт називається системою розробки і експлуатації родовищ.

На кар'єрах всі схеми розробки корисних копалин можна розділити на 5 типів, а саме: безтранспортну, транспортну, транспортно-відвальну, спеціальну і комбіновану.

Безтранспортній системі основними роботами є розкривні та відвальні з послідовним переміщенням ґрунту (гірничої породи) у відвал рис. 2.1, 2.2;

При транспортній системі розкривні породи і корисні копалини перевантажуються в транспортні засоби (автосамоскиди, залізничні платформи, конвеєрний транспорт) і переміщуються по технологічному ланцюгу (перевантаження – подрібнення – транспортування – складування) або транспортування у відвал рис. 2.2.

Транспортно-відвальна система передбачає використання подрібнюючого та відвалоутворюючого обладнання.

Спеціальна система розробки корисних копалин, може розроблятися для окремих родовищ на яких використовується гідромеханізоване обладнання для видобутку і транспортування.

Комбіновані схеми можуть включати окремі елементи будь-яких вищезазначених систем.

Характеристики і основні параметри схем розробки корисних копалин наведені в табл. 2.1 та рис. 1.1...1.6.

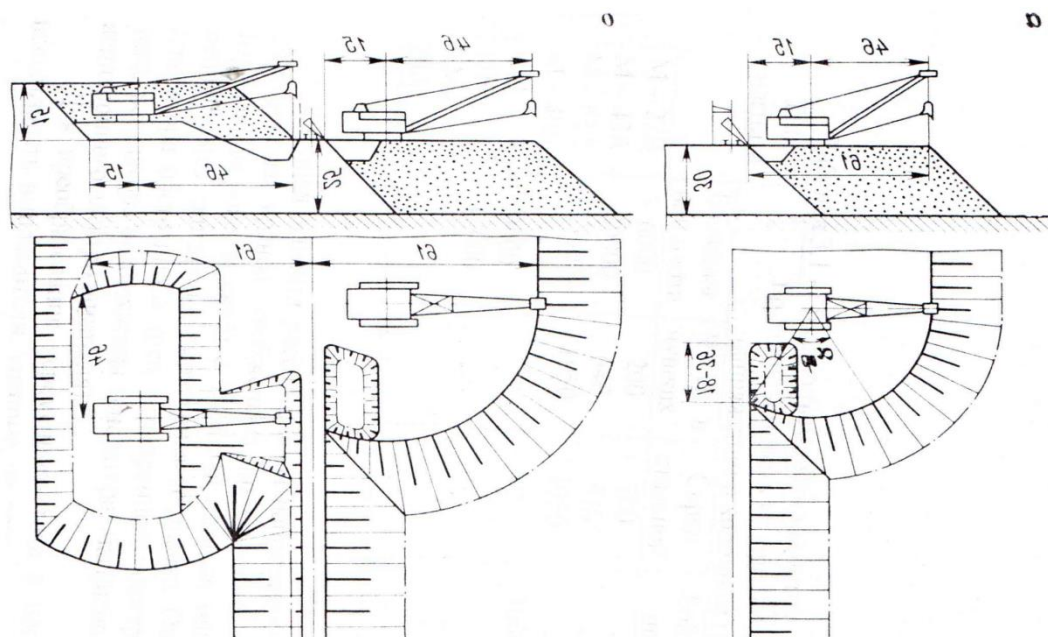


Рисунок 2.6 Раціональні системи внутрішнього (а) і зовнішнього (б) відвалоутворення при безперервній схемі розробки родовищ корисних копалин екскаваторами драглайнами

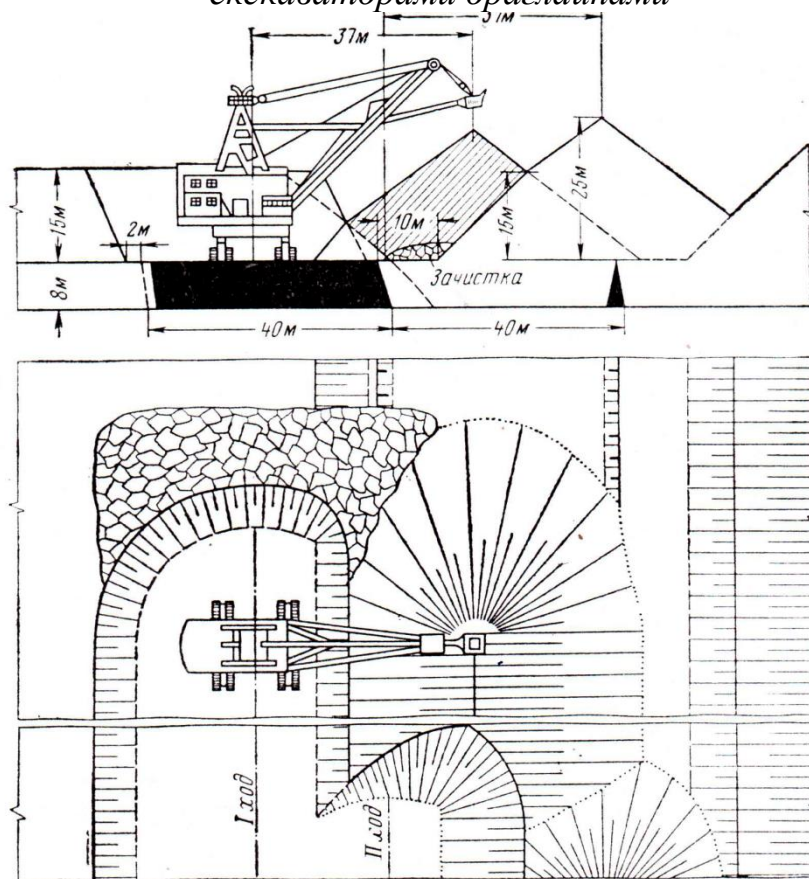


Рисунок 2.7 - Безтранспортна система розробки з використанням механічної лопати-розкривного екскаватора типа ЕВГ-15, ЕВГ-35, ЕВГ-65

При транспортній системі рис.2.8. У якості видобувних комплексів частіше всього використовують систему «кар'єрний екскаватор - автосамоскид»; «кар'єрний екскаватор – залізнична платформа»; драглайн – перевантажувальний бункер – стрічковий конвеєр - відвалоутворювач»; або «роторні екскаватори – перевантажувальні бункери – відвалоутворювачи» та інші комбінації екскаваторів – машин безперервного транспорту – транспортних засобів;

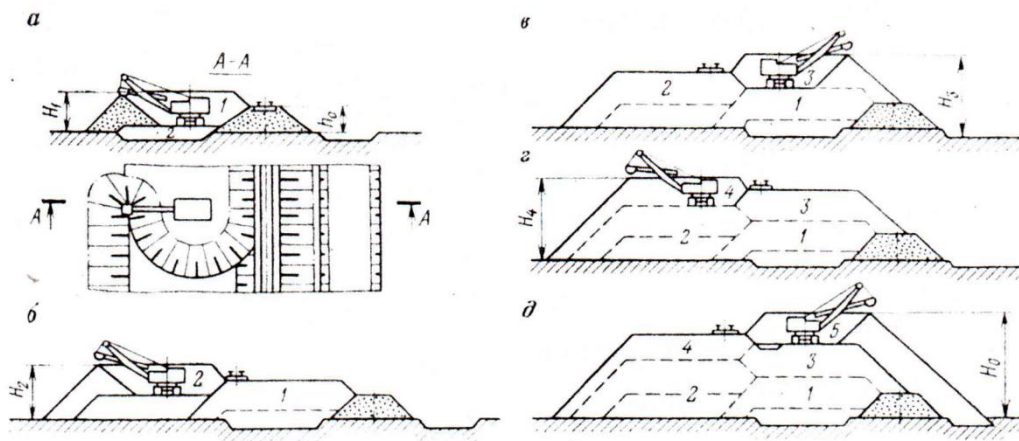


Рисунок 2.8 - Транспортна система розробки з використанням технічних лопат та залізничних платформ.

При транспортно-відновлювальній системі рис. 2.4 найбільш поширеними комплексами машин є такі, що мають в своєму складі екскаватори безперервної дії (багатоковшеві роторні та ланцюгові) та відвалоутворювачі або систему стрічкових конвеєрів.

В розглянутих системах відкритого способу розробки корисних копалин використовуються комплекти машин до яких, в залежності від вибраної технологічної системи, застосовують:

- при безтранспортній системі (див. рис. 2.1 та 2.2) потужні одноковшеві екскаватори, а саме розкривні зі збільшеними параметрами робочого обладнання і місткістю ковша від 5 до 35м³, та драглайни стандартного ряду від ЕШ-6,5/45 до ЕШ-15/90 та ЕШ-20/55, що дозволяє проводити розкривні роботи з відсіпкою ґрунту (породи) у відвал на відстань до 50...70 м;

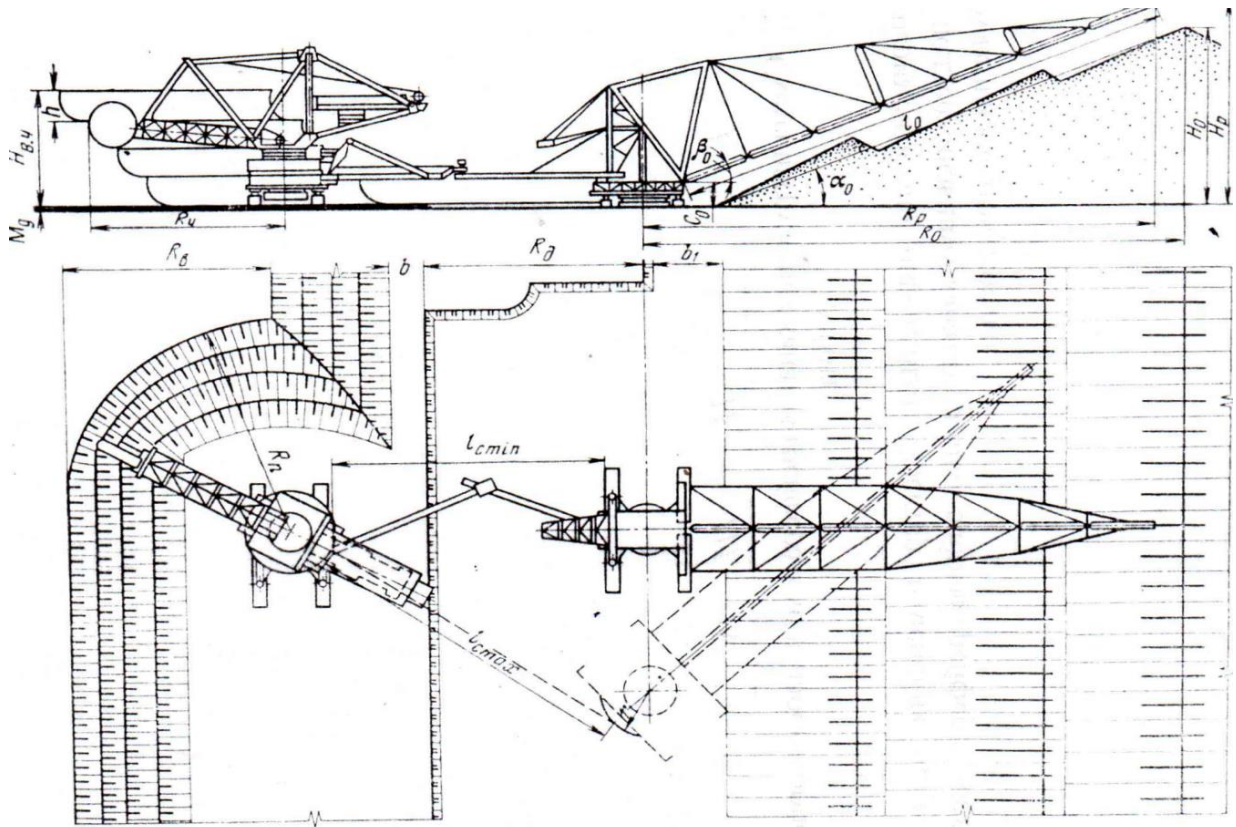


Рисунок 2.9 - Транспортно-відвальна система розробки з застосуванням роторного екскаватора і відвалоутворювача.

Тема 2 Лекція 3 Основні параметри технологічних схем видобутку корисних і їх вплив на вибір комплектів машин для виконання землерийних і перевантажувальних робіт

Схема розтину - це сукупність всіх розкриває гірничих виробок, - забезпечують в даний період часу вантажотранспортних зв'язок робочих горизонтів кар'єра зі спорудами для прийому і перевантаження гірничої маси в кар'єрі і на поверхні.

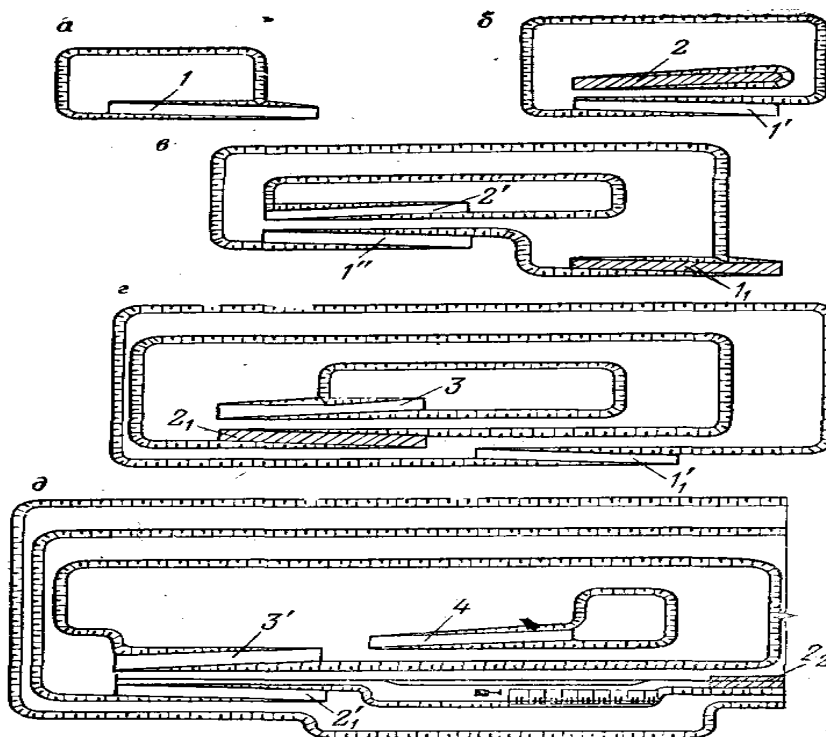
Схема розтину характеризується видом, числом і просторовим становищем розкриває виробок при певному положенні гірських робіт, або, інакше, при розвитку гірничих робіт в будь-який календарний період будівництва та експлуатації кар'єра.

У загальному випадку одна схема розтину функціонує протягом певної частини (етапу розтину) терміну існування кар'єра і практично реалізує на даному етапі в конкретних гірничо-геологічних і гірничотехнічних умовах певний спосіб або комбінацію способів розкриття робочих горизонтів кар'єра.

При суцільних системах розробки горизонтальних родовищ створення схеми розтину закінчується з введенням кар'єра в експлуатацію або, частіше, з освоєння виробничої потужності кар'єру по корисних копалин. Після цього дана схема розтину при стійких вантажопотоки діє зазвичай в закінчення відпрацювання кар'єрного поля або, по крайній мере, до періоду реконструкції кар'єра.

При углубочних системах розробки пологих, похилих і крутопадаючих родовищ за відносно короткий термін, вимірюваний Кількома роками або навіть місяцями, змінюються положення робочої зони кар'єру по висоті і розміри її в плані. Це пов'язано з введенням в розробку нових виїмкових шарів, конфігурацією розстановки основного виїмальних-навантажувального обладнання, що обумовлює технічну необхідність або доцільність формування нових і перерозподілу наявних елементарних і уступної вантажопотоків і, отже, зміни і розвитку схеми розтину.

Зміни схем розтину полягають в проведенні похилій траншеї на новому нижньому горизонті (рис. 3.1, а, б), збільшення або скорочення числа розкриває виробок на горизонтах (рис. 3.1, в), створення нових траншів (з'їздів) замість старих (рис. 3.1 г), пристрої розкриває виробок іншого типу при заміні одного виду транспорту другим (рис. 3.1, д) і т. д.



Порядок і послідовність створення і зміни (розвитку) схем розтину за період існування кар'єра, що забезпечують розтин робочих горизонтів до його кінцевої глибини, називається системою розтину.

Система розкриття характеризує сукупність конкретного застосування способу або комбінації способів розкриття робочих горизонтів в просторі кар'єрного поля за період раз работки родовища в цілому.

Варіанти способів, схем розкриття і системи розкриття в цілому оцінюються за видами, кількістю та обсягом розкривних виробок, витрат на їх проведення та облаштування, за тривалістю будівництва кар'єру і підготовки окремого горизонту, по відстані транспортування, витрат на транспорт, використання виробок для осушення, водовідливу або провітрювання кар'єра, а

в деяких випадках-для розвідки родовища або підготовки до подальшої підземної розробки.

При виборі способу, схем і системи розкриття визначальне значення мають: рельєф поверхні, розміри кар'єра в плані і по глибині, система розробки та її параметри, вантажообіг кар'єра і його поділ на вантажопотоки, елементи залягання пластів і рудних тіл, просторове положення різних сортів корисної копалини . Від прийнятої системи розкриття залежать обсяги гірничо-капітальних робіт і гірничо-підготовчих робіт в період експлуатації, календарний план підготовки та розробки покладів на різних горизонтах, показники використання гірського і транспортного устаткування в період експлуатації.

Спосіб і система розкриття пов'язані з системою розробки. Іншими словами, застосування певної системи розробки, як правило, пов'язане з можливим використанням обмеженого числа або навіть одного способу розтину і обмеженням числа технічно можливих і економічно доцільних варіантів системи розкриття. На можливість вибору способу, схем і системи розкриття впливає не тільки сама система розробки, але і її параметри: висота і число робочих уступів, довжина фронту робіт уступів, положення робочої зони кар'єру, необхідна інтенсивність ведення окремих видів гірських робіт і т. Д.

У складних умовах розробки при великому числі горизонтів, неправильних контурах і -складні форми покладів, переважає типів і сортів корисних копалин і порожніх порід на одному і тому ж горизонті, різних фізико-технічних характеристик порід застосовуються складні комбінації способів розкриття кар'єрних полів, часто засновані на використанні декількох видів транспорту. Ще раз слід підкреслити, що при виборі способу, схем і системи розкриття і розташування під'їзних шляхів і автодоріг, що пов'язують кар'єрні комунікації з шляхами і дорогами загального призначення, необхідно обов'язково враховувати можливе натискання або переміщення контурів кар'єра (по етапах) за період його існування.

Виймально-навантажувальні роботи полягають в переміщенні гірської маси із вибою виймально-навантажувальним обладнанням у засоби транспорту чи у відвал. У якості виймально-навантажувального обладнання на кар'єрах використовують екскаваторні машини циклічної та безперервної дії (рис.3.1). В машинах циклічної дії (одноковшеві екскаватори, навантажувачі, колісні скрепери бульдозери та ін.) робочий орган складається з одного ковша чи ріжучого елемента (леміш бульдозера). В машинах безперервної дії (багатоковшеві ланцюгові та роторні екскаватори та ін.) робочий орган складається з декілька ковшів, що переміщуються по замкнутої траєкторії і створюють безперервний потік вантажу.

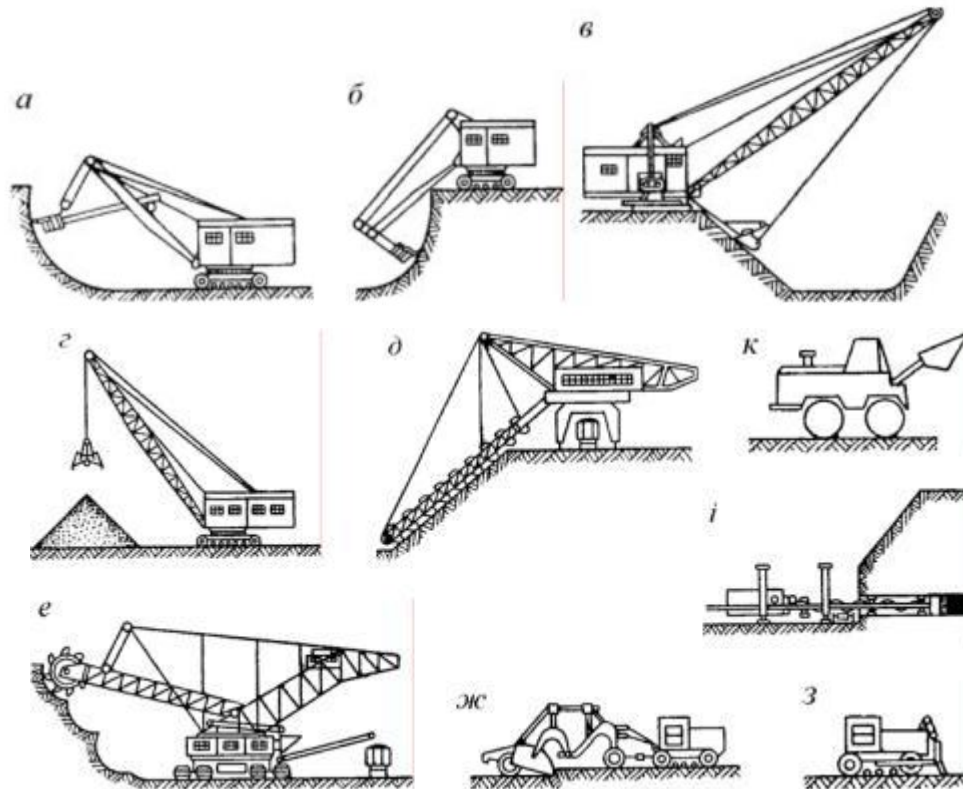


Рисунок 3.1.Схеми виймально-навантажувальних машин: а – пряма мехлопата; б – зворотня мехлопата; в – драглайн; г – грейфер; д – ланцюговий багатоковшевий екскаватор; е – роторний екскаватор; ж - колісний скрепер; з – бульдозер; і – шнекобурова машина; к – навантажувальник

23

Тема 3. Лекція 4-5 Комплекти машин та основні засоби механізації розкривних і видобувних робіт для розробки корисних копалин відкритим способом

Комплекс обладнання, що становить структуру комплексної механізації, формується в кар'єрі по окремим вантажопотоків.

Структури комплексної механізації будуються на принципах поточності і максимального суміщення виконання процесів. Поточність досягається при використанні машин безперервної дії. Поєднання виробничих процесів в сприятливих умовах здійснюється за допомогою застосування машин, здатних здійснювати виїмку, переміщення гірської маси і її укладання в відвал (потужні розкривні мехлопати і драглайни, колісні скрепери, бульдозери та ін.). Підставами до вибору обладнання при формуванні структур комплексної механізації кар'єрів служать природні, технологічні технічні, організаційні та економічні чинники.

З природних факторів найбільший вплив на вибір основного устаткування структур комплексної механізації надають фортеця порід, умови залягання корисних копалин, вид і призначення корисних копалин, топографія поверхні кар'єрного поля і кліматичні умови району.

Комплекс основного гірського і транспортного, допоміжного і дробильно-сортувального обладнання повинен забезпечити планомірну, відповідно до потужності вантажопотоку, підготовку порід до виїмки, їх виїмку і навантаження, переміщення, складування і іноді первинну переробку в межах кожної технологічної зони кар'єру, що характеризує вантажопотік.

В технології гірських робіт може бути відсутнім необхідність виконання окремих процесів (в основному, підготовки порід до виїмки, транспортного переміщення), а в комплексі обладнання - відповідні спеціальні засоби механізації. Під час навантаження корисних копалин в вагони МПС можуть, природно, бути відсутнім засоби механізації складування. У всіх випадках комплекс обладнання включає машини і механізми, що забезпечують виїмку і переміщення гірських порід.

Комплексна механізація гірничих робіт на кар'єрах розвивається на основі освоєння потокової технології, а також максимально можливого суміщення окремих операцій при виконанні основних процесів. Потокову технологію досягається легше при використанні машин безперервної дії. Однак можна створити ритмічний потік і при екскаваторах циклічної дії, а також при залізничному і автомобільному транспорті.

Основні вимоги, що пред'являються до комплексам обладнання, полягають в наступному.

1. У комплекс обладнання повинні входити тільки машини, паспортні характеристики яких відповідають гірничо-технологічними характеристиками порід при виконанні кожного процесу (їх буримости, вибуховості, екскавіруемості, що транспортується).

2. Комплекс обладнання повинен відповідати кліматичним і гірничо-геологічними умовами розробки (залягання, структурі поклади, обводнення, топографічним умовам і т. П.); гірські і транспортні машини повинні однаковою мірою забезпечувати технічну можливість виконання технологічних процесів при зміні гірничо-геологічних умов робіт, труднощі розробки порід і якості корисних копалин.

3. Комплекс обладнання повинен відповідати прийнятим системам розробки і розкриття, розмірами і формою кар'єра, його потужності, терміну будівництва і експлуатації, організаційних умов ведення гірничих робіт, а також засобам механізації, що встановлюються у споживачів сировини - на дробильної і збагачувальній фабриці, ТЕЦ, складі і т.п.

4. Чим менше число діючих машин і механізмів входить в комплекс, тим надійніше, продуктивніше і економічніше його робота.

5. Окремі машини і механізми комплексу за своїми параметрами повинні відповідати один одному (висота навантаження і розвантаження, ставлення геометричних ємностей, динамічні навантаження і т. Д.), Як правило, бути типовими і серійними, щоб була можлива заміна. Устаткування, що виготовляється за спеціальними заявками, слід застосовувати лише в особливих випадках - при унікальних масштабах гірничих робіт або специфічних умовах

залягання родовища, коли застосування стандартного устаткування не забезпечує досягнення належного ефекту.

6. Коефіцієнт резерву потужності і технічної продуктивності окремих машин в порівнянні з середньогодинної показниками їх роботи відповідно до характеру гірського виробництва повинен бути не менше 1,2-1,3 (при розробці м'яких порід) і не більше 1,5-1,7 (при розробці скельних і різнорідних, порід).

7. Комплекси по можливості слід забезпечувати машинами і механізмами безперервної дії.

8. Слід по можливості віддавати перевагу одній потужній машині замість декількох машин меншої потужності. Однак застосування високопродуктивної потужної машини з великою енерго, і металоемкістю при недостатній її річний завантаженні погіршує економічні показники роботи у порівнянні з показниками роботи двох машин, менших за масою і потужності, але здатних виконати заданий обсяг робіт. Найкращий економічний ефект досягається завжди за умови повного використання потужності і продуктивності машин і механізмів, входячи в комплекс, в першу чергу провідних машин комплексу обладнання.

9. Провідними машинами, яким підпорядковані інші елементи комплексу, є, як правило, виймальних-навантажувальні машини і транспортні засоби; при виключно труднорозробляваних породах обмежувати продуктивну роботу всього комплексу можуть бурові верстати; в більшості випадків продуктивність обмежується можливостями кар'єрного транспорту.

10. Слід віддавати перевагу комплексам обладнання, при використанні яких мінімально кількість трудомістких і слабо-механізованих допоміжних процесів і операцій. Комплектація засобів механізації допоміжних робіт і процесів повинна забезпечити мінімальний час їх виконання.

11. Будь-які комплекси обладнання повинні повністю задовольняти вимогам безпеки гірничих робіт, забезпечувати повноту вилучення запасів корисних копалин з надр, необхідну якість продукції і можливість комплексного використання всіх видів і сортів корисних копалин.

У тих випадках, коли виділити самостійні уступи або блоки в межах покладу корисних копалин не представляється можливим, може застосовуватися і єдиний комплекс обладнання, що має лише різні засоби механізації складування порід і корисної копалини.

Таким чином, основними принципами, на яких базується формування комплексів обладнання, є: потокове виробництво, можливе суміщення процесів, найкоротша відстань переміщення гірської маси, скорочення числа і обсягів допоміжних робіт.

Класифікація технологічних комплексів устаткування.

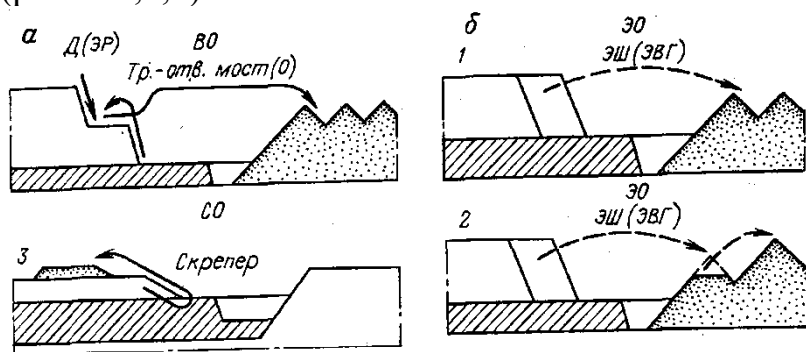
Комплекси устаткування, що застосовуються і впроваджуються на кар'єрах, можна поділити на шість технологічних класів (табл.).

При наявності виймальних-навантажувального обладнання безперервної дії комплекси обладнання називаються виймовими, а при виймальних-вантажному устаткуванні циклічної дії - екскаваторні.

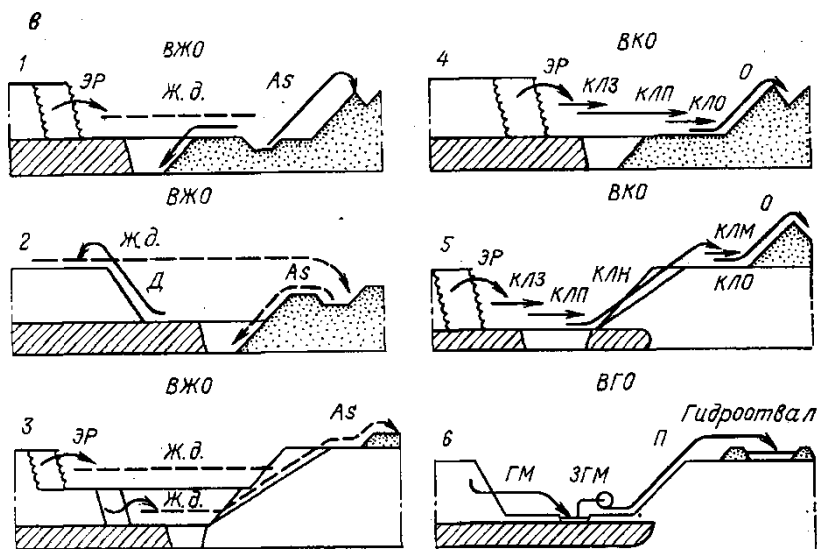
Комплекси устаткування для розкривних робіт обов'язково включають засоби механізації відвальних робіт, а комплекси обладнання для видобувних робіт - засоби механізації розвантажувальних робіт.

Виймальних-відвальні комплекси обладнання (ВО) включають роторні й ланцюгові екскаватори, консольні отвалообразователи або транспортно-відвальні мости (рис. 5.1, а).

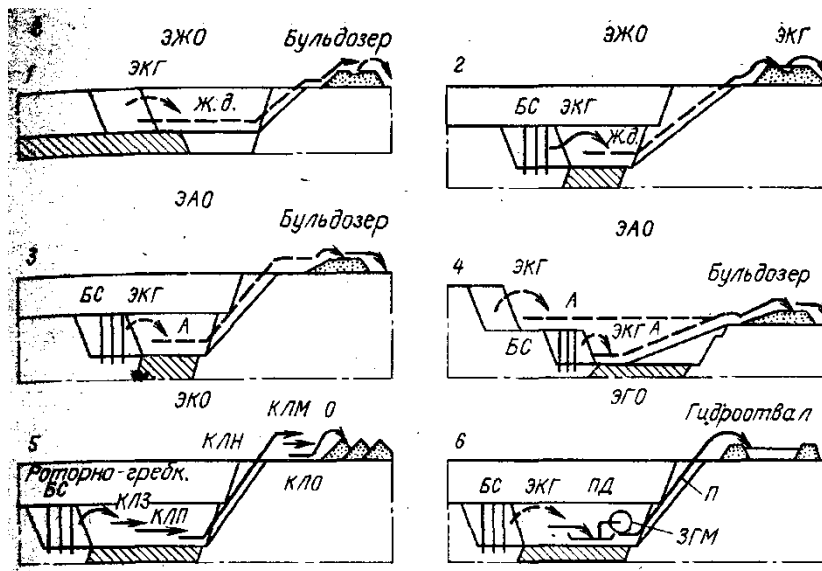
Основними машинами екскаваторного-відвальних комплексів обладнання (ЕО) є потужні розкривні мехлопати або драглайни, використовувані для перевалки розкривних порід у вироблений простір (рис. 5.1, б, 1, 2). До цього ж класу відносяться комплекси скреперного обладнання (СО) (рис. 5.1,б,3).



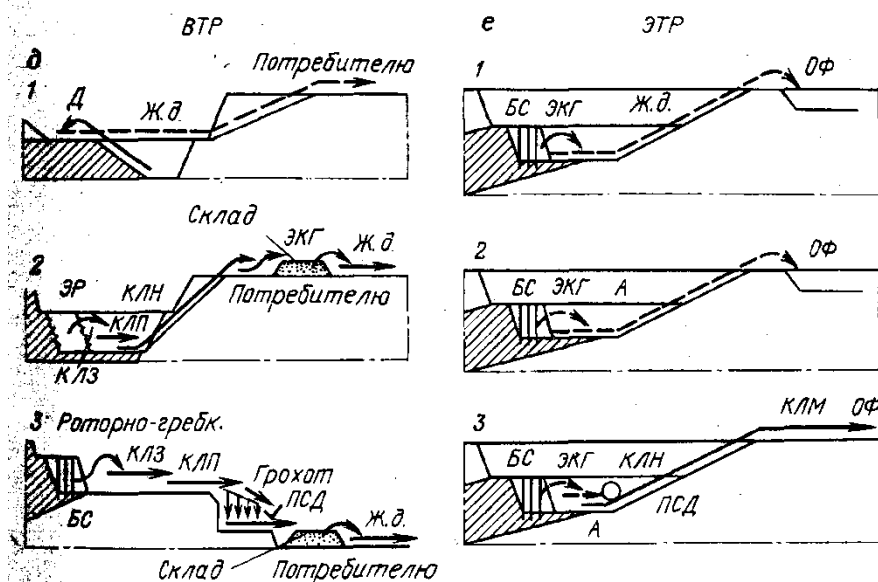
Характерною особливістю виймальних-транспортно-відвальних комплексів обладнання (СОТ) є безперервність виїмки м'яких або мелковзорваних скельних порід і транспортування розкривних порід (рис. 5.1, в).



Для екскаваторного-транспортно-відвальних комплексів обладнання (ЦЕ) характерне використання при виїмці і вантаженні екскаваторів циклічної дії, а для переміщення-практично всіх відомих видів транспорту (рис. 5.1, г).



Виймальних (екскаваторні) -Транспортно розвантажувальні комплекси обладнання (ВТР і ЕТР) відрізняються від попередніх комплексів наявністю розвантажувальних пристроїв на поверхні або у споживачів (рис. 5.1, д, е).



Комплекси устаткування в загальному випадку поділяються на такі ланки відповідно процесам, виконуваним гірськими і транспортними машинами:

- ланка підготовки порід до виїмки (ЗПВ);
- ланка виїмки і навантаження (ЗВП);
- ланка транспорту (ЕТ) - безперервного (ЕНТ), циклічного (ЗЦТ);
- ланка отвалообразовання і складування (ЗОР);
- ланка проміжного складування та перевантаження (ЗПС);
- ланка первинної переробки (ЗПП).

Структура (будова) ланки механізації залежить від числа і способу взаємодії складових ланка машин (табл. 5.2).

Ланка механізації може включати одну або кілька одиниць обладнання (машин, установок, агрегатів), наприклад, один екскаватор, конвеєр, буровий верстат або кілька екскаваторів, конвеєрів, поїздів, автосамоскидів і т. Д.

Структурна лінія-це ланцюжок послідовно з'єднаних машин (установок) однієї ланки механізації. При зупинці будь-якої машини (установки), що входить в лінію ланки, зупиняється ця лінія.

Однолінійну (послідовну) структуру має ланка, що складається з однієї структурної лінії, що включає одну або декілька одиниць обладнання.

При наявності декількох структурних ліній в ланці вони можуть не з'єднуватися між собою, т. Е. Бути паралельними, або з'єднуватися, т. Е. Бути паралельно-послідовними.

Паралельна структура типова для ланок, що складаються з декількох бурових верстатів, екскаваторів, скреперів, автосамоскидів, локомотивосоставов, коли кожна одиниця устаткування є окремою структурною лінією і зупинка в загальному випадку не тягне за собою зупинку ліній, а тільки зменшує продуктивність ланки.

Паралельно-послідовна (розгалужена) структура ланки характерна при об'єднанні і поділі вантажопотоків за допомогою засобів конвеєрного транспорту. В цьому випадку зупинка одного з паралельно з'єднаних ліній веде до зменшення продуктивності ланки. Ступінь впливу зупинки однієї з послідовно з'єднаних ліній залежить від їх числа і місце положення в ланці.

Структурна класифікація комплексів обладнання.

Структура комплексу обладнання залежить від числа входять до нього ланок механізації, типів поєднань структур окремих ланок і способу взаємодії між ланками. Окремі ланки комплексу обладнання завжди з'єднуються послідовно відповідно до технології гірських робіт, т. Е. Комплекс обслуговує одну технологічну лінію (вантажопотік). Разом з тим комплекс може мати різні число і з'єднання структурних (складових) ліній, в сукупності утворюють технологічну лінію комплексу, що залежить від числа ланок механізації і структур цих ланок.

1. Число ланок механізації в комплексах може відрізнитися або бути рівним числу технологічних процесів, що залежить від складності розробки гірських порід, типу розроблюваних родовищ, виду гірничих робіт та інших факторів.

2. Принципово можливі поєднання всіх типів структур окремих ланок: послідовного структури однієї ланки - з послідовною, паралельною або розгалуженою структурою іншої ланки; паралельної і розгалуженої - з цими ж і іншими типами структур ланок.

Машини та механізми, що обслуговують провідне навантажувальний і транспортне обладнання комплексу, взаємодіють з ним, як правило, через проміжний склад. Тому для комплектації цього устаткування (бурового, відвального, допоміжного) доцільно виділення певних технологічних циклів роботи виймальних-навантажувальних і транспортних машин як циклічного, так і безперервної дії. Технологічні цикли об'єднують навантажувальний, транспортне та інші види обладнання за обсягами робіт і термінів їх виконання.

Тема 4. Лекція 6 Комплексна механізація проведення земельних робіт з застосуванням технологічного транспорту (автосамоскидів, залізничних платформ). Узгодженість параметрів екскаваторів з місткістю і параметрами транспортних засобів

Для безперебійного функціонування елементарного вантажопотоку як транспортного потоку вантажів необхідно мати початковий і кінцевий склади цих вантажів.

Тому насправді поняття елементарного вантажопотоку ширше, ніж раніше наведене, та включає сам потік гірської маси, її запаси, що знаходяться в різній стадії залучення в технологічні процеси, а також певну ємність відвалу або іншого розвантажувального пункту.

Вантажопотоки створюються за допомогою ланцюжків структурно (внутрішньо, за складом) взаємопов'язаних машин і механізмів, послідовно здійснюють повний цикл основних (технологічних) і допоміжних процесів. Кожна така ланцюжок машин і механізмів є одним цілим - комплексом гірського і транспортного устаткування.

Комплексна механізація гірничих робіт характеризує вищий щабель механізації, при якій важка ручна праця витіснений не тільки з основних, але і допоміжних процесів.

Для досягнення найкращих техніко-економічних показників розробки, перш за все високої продуктивності праці, механізація повинна бути не тільки комплексної, але і комплектної.

Під комплектністю механізації розуміється якісне (за видами і моделям) і кількісне відповідність складових комплекс засобів механізації за всіма основними і допоміжним процесам як один одному, так і геологічним і гірничотехнічних умов розробки. Комплектне побудова механізації характеризується приблизно дорівнює сумарній продуктивністю обладнання по суміжних процесам, відповідної необхідної потужності вантажопотоку.

Природні умови (фізико-технічні характеристики гірських порід, кліматичні чинники і т. Д.) І гірничотехнічні умови (глибина і розміри кар'єра в плані, відстань пере візок по поверхні і т. Д.) Експлуатації одного і того ж комплексу обладнання непостійні. Тому, для забезпечення максимально можливої продуктивності комплексу обладнання протягом тривалого періоду часу, що входять в комплекс машини і механізми повинні володіти резервом потужності і надійністю при експлуатації в певному діапазоні зміни гірничо-геологічних і гірничотехнічних умов.

Комплексна механізація робіт зводиться не тільки до комплектному підбору машин, але і до підтримки їх комплектності в процесі роботи.

Комплектність механізації вирішується при проектуванні кар'єра, а підтримку комплектності - в процесі його експлуатації. У міру фізичного і морального зносу як основних, так і допоміжних машин і механізмів їх парк повинен оновлюватися: повинні впроваджуватися більш ефективні сучасні машини з урахуванням майбутніх змін умов гірничого виробництва. Оновлення

основного обладнання та споруд проводиться в плановому порядку, в основному при реконструкції кар'єра.

Комплексна механізація і автоматизація основних і допоміжних процесів, освоєння більш досконалого і продуктивного гірського і транспортного устаткування спільно з вдосконаленням технології відкритих гірничих робіт - провідні чинники технічного прогресу гірничого виробництва.

Сучасний етап комплексної механізації гірничих робіт характеризується забезпеченням комплектності обладнання і впровадженням автоматичного управління деякими окремими операціями і процесами. Наступним етапом є автоматизація комплексів обладнання, створення комплексно-механізованих і комплексно-автоматизованих підприємств з програмним управлінням процесами.

Технологічні цикли процесів ОГР. Взаємозв'язок роботи обладнання в ланках і між собою.

Всі розглянуті основні виробничі процеси є взаємопов'язаними і складають ланки єдиного безперервного технологічного комплексу відкритих гірських робіт (ОГР), а їх сукупність, що забезпечує зміна агрегатного стану гірських порід, їх навантаження, переробку, складування і, в разі необхідності, переробку, становить технологію ОГР.

Технологія ОГР повинна базуватися на принципах поточності, суміщенні і незалежності виробничих процесів, забезпечення найкоротших відстаней переміщення гірської маси, максимальному використанні технічних можливостей гірського устаткування і мінімумі допоміжних робіт за умови виконання вимог техніки безпеки і якості корисної копалини і мати кінцеву мету досягнення заданих обсягів їх видобутку з максимальним прибутком від реалізації кінцевої продукції.

Таким чином, основне завдання, що забезпечує кінцеву мету технології ОГР, полягає в узгодженні і ув'язці комплексу гірських і допоміжних робіт з порядком використання і розстановкою обладнання.

Вирішення цього завдання зводиться до встановлення оптимальної послідовності виконання в часі і просторі всіх бурових, вибухових, екскаваторних, транспортних, відвальних і пов'язаних з ними допоміжних робіт і визначення типу необхідної кількості гірського устаткування.

Виконання цих робіт можна здійснювати по закритому циклу, коли гірські машини й устаткування жорстко закріплені один з одним і без закріплення (відкритий цикл).

Буропідривні роботи. При жорсткому закріпленні скорочують перегони бурових верстатів, спрощують організацію робіт на уступі завдяки безперервній послідовності їх виконання. Але при цьому необхідна сувора взаємоувязка продуктивності бурових верстатів і екскаваторів.

При відкритому циклі можливі більш гнучка організація праці і підвищення продуктивності бурового і виймальних-навантажувального

обладнання. Але частіше виробляють перегони верстатів з уступу на уступ, відключення і підключення до електромережі та інші невиробничі роботи, що знижує ступінь використання бурових верстатів.

Комбіновану (з відкритого і закритого циклам) організацію слід застосовувати, якщо продуктивність одного або групи верстатів значно відрізняється від необхідної.

При розробці скельних і напівскельних порід екскаваторні блоки зазвичай ділять на окремі робочі блоки, в кожному з яких послідовно виконують окремі процеси. Кожен блок довжиною 120-250 м знаходиться в одному з станів: очікування робіт (в резерві); підготовки до буріння (планування майданчика, заїздів та ін.); буріння; підготовки до вибуху (зарядка і забойка свердловин) і підривання; екскавації породи. При цьому можливі переходи з одного стану в інший.

При послідовному обуривання і підриванні робочих блоків буріння чергового блоку починають тільки після висадження попереднього. Дану схему застосовують при відсутності достатнього запасу підірваної породи і при обмеженому фронті робіт. Недоліки схеми: необхідність відгону бурових верстатів при підриванні і жорстка взаємозв'язок між бурінням і екскавацією.

При відставанні бурових робіт підривають в повному обсязі обраних блок, при цьому блок починають обуривати від кордону з підірваним раніше блоком. При достатньої надійності бурових робіт буріння блоку ведуть в зворотному порядку - до кордону з вибухом - так що простої на початку буріння блоку дозволяють поєднати зворотний перегін верстата перед наступним вибухом з розбурювання свердловин.

При бурінні з випередженням на один блок, наявність проміжного обраних блоку (між обуриваемим і підірваним блоками) дозволяє збільшити запас підірваної породи, ліквідувати додаткові перегони верстатів при підриванні, простої їх при вторинному висадженні і ін. Ця схема при достатньому фронті робіт ефективніше, особливо в зимовий час. У весняний період прагнуть звести до мінімуму запас пробурених свердловин.

На кар'єрах з вузькими робочими майданчиками, де вибух одного блоку веде до зупинки гірських робіт на сусідніх уступах, застосовують каскадні вибухи, тобто підривають блоки відразу на трьох - чотирьох уступах. Такий порядок буропідривних робіт забезпечує певні переваги у використанні гірського устаткування, але збільшує взаємозв'язок виробничих процесів і виникають при цьому недоліки.

Виймальних-навантажувальні, транспортні та розвантажувальні роботи. Робота екскаваторів, рухомого складу і відвального устаткування утворює єдиний вантажно - транспортно - розвантажувальний процес, що вимагає великої чіткості виконання і постійного взаємного узгодження всіх операцій.

При закритому циклі за кожним екскаватором протягом зміни закріплюють певне число поїздів або автомашин. При тривалій зупинці екскаватора, необхідності перевезень тільки корисної копалини і ін. Рухомий склад перерозподіляють по іншим екскаваторів, а при виконанні допоміжних

робіт рухомий склад може простоювати. У свою чергу, через нерівномірний рух транспорту, особливо залізничного, можуть простоювати екскаватори. Тому закритий цикл при залізничному транспорті застосовують рідко: для обслуговування невеликого числа екскаваторів, при погоризонтних відвалах.

При відкритому циклі транспорт закріплюють протягом зміни за кількома або всіма екскаваторами технологічного комплексу. При під'їзді до кар'єру транспортні засоби направляють до того забою, де навантаження їх може бути проведена з найменшими втратами часу. У цьому випадку за рахунок зниження організаційних простоїв підвищується коефіцієнт використання і продуктивність екскаваторів, зменшується число одночасно знаходяться на лінії транспортних засобів.

Тема 5. Лекція 7 Потужні екскаватори на ділянках по видобутку, розкриванню та перевантаженню корисних копалин

Для відкритого видобутку вугілля використовується три основних способи: вантажівка і одноковшевий екскаватор; драглайни; системи, засновані на принципі конвеєра, такі як багатоковшеві роторні екскаватори та дробилки всередині шахти. У багатьох випадках використовуються їх комбінації, а також є спеціалізовані методи типу шнекової видобутку і безперервних "високостенних" гірничодобувних агрегатів постійної дії. Останні дають тільки невелику частку загального обсягу відкритого видобутку вугілля. Драглайн і системи багатоковшевих роторних екскаваторів були розроблені спеціально для відкритого видобутку вугілля, тоді як вантажівки та системи одноківшевого екскаватора використовуються всюди в гірничодобувній промисловості.

Методи з використанням вантажівок і одноківшових екскаваторів засновані на застосуванні екскаваторів типу електричного одноківшевого екскаватора, гідравлічного екскаватора або фронтального навантажувача для завантаження порожньої породи в вантажівки. Вантажопідйомність вантажівок може становити від 35 тонн до 220 тонн. Вантажівка вивозить пусту породу від розроблюваної поверхні до місця, відведеного під відвали, де бульдозер зміщує і складає породу, щоб сформувати відвал для відновлення. Метод з використанням вантажівок і одноківшових екскаваторів відрізняється гнучкістю; він застосовується в більшості країн світу.

Метод з використанням драглайнов - один з найдешевших методів видалення порожньої породи, але дальність переміщення обмежена довжиною стріли, яка в основному буває 100 м. Драглайн має розмах від свого центру і може таким чином звалювати матеріал приблизно в 100 м від того місця, де він знаходиться. Ця геометрія вимагає того, щоб розробка велася довгими вузькими смугами.

Головне обмеження драглайна - то, що він може робити виїмку до глибини тільки приблизно в 60 м; для проникнення на велику глибину потрібна

інша форма додаткового видалення порожньої породи - типу парку вантажівок і одноківшових екскаваторів.

Системи видобутку, засновані на застосуванні конвеєрів для того, щоб транспортувати порожню породу, замість вантажівок використовуються конвеєри. Де щільність порожньої породи незначна, її можна добувати безпосередньо з поверхні багатоковшовим роторним екскаватором. Цей метод видобутку часто називають "безперервним" методом, тому що при ньому порожня порода і вугілля йдуть без перерви. Драглайни і одноківшеві з дизельним двигуном екскаватори працюють циклічно, і завантаження кожного ковша займає від 30 до 60 секунд. Більш тверда порожня порода вимагає комбінації вибухів або дроблення в кар'єрі і завантаження одноківшового екскаватора для подачі на конвеєр. Системи відкритого видобутку вугілля, засновані на застосуванні конвеєрів, найбільш підходять там, де порожня порода повинна транспортуватися на значні відстані або на значну висоту.

Тема 6. Лекція 8-9 Продуктивність ПЕ. Вплив умов роботи, механічних характеристик ґрунтів та технологічних схем розробки корисних копалин на продуктивність машин і комплексів

8 Визначення продуктивності одноківшового екскаватора

Продуктивність екскаваторів являється одним із основних техніко-економічних показників який характеризує їх технічний рівень.

До основних факторів, що впливають на продуктивність екскаватора, відносять наступні:

- труднощі розробки гірської маси, що оцінюється категорією породи та її станом;
- параметри вибою, що впливають на ступінь наповнення ковша;
- технічні дані, стан і конструктивно-виробнича надійність екскаватора;
- кваліфікація машиніста;
- організація робіт, що залежить від достатньої кількості транспортних засобів, стану доріг і т.д.

Паспортна (теоретична) годинна продуктивність Q_n (метрів кубічних на годину) одноківшового екскаватора

$$Q_n = 60 \cdot n_u \cdot E,$$

де n_u – конструктивно – розрахункове число циклів у хвилину при повороті екскаватора на кут 90° , хв.⁻¹;
 E – місткість ковша, м³.

Число циклів у хвилину n_u можна визначити експериментально і розрахунковим шляхом, для чого необхідно визначити складові елементи циклу, а також в попередніх розрахунках можна орієнтуватися на число циклів

в аналогічних конструкціях. Теоретична тривалість одного циклу T_{θ} при відомому куту повороту екскаватора складає:

$$T_{\theta} = t_3 + t_{n.p.} + t_p + t_{n.в.} + t_{on},$$

де t_3 – тривалість зачерпування ґрунту, с;

$t_{n.p.}$ – час повороту екскаватора до місця розвантаження, с;

t_p – час розвантаження, с;

$t_{n.в.}$ – час повороту у вибій, с;

t_{on} – час опускання рукояті у вибій, с.

Машиністи високої кваліфікації можуть об'єднувати деякі операції, тим самим скорочуючи час циклу. У загальному випадку час циклу визначається по формулі:

$$T_{\theta} = \sum_{i=1}^n t_i,$$

де t_i – тривалість окремих операцій, с.

Для кутів повороту екскаватора на розвантаження, відмінних від 90° час циклу необхідно помножити на коефіцієнт корегування циклу K_k , дані для інших кутів наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 8.1 – Значення коефіцієнту корегування циклу K_k для окремих кутів повороту екскаватора

Значення коефіцієнту K_k	0,794	0,864	0,935	1,0	1,135	1,265	1,405
Фактичний кут повороту ОЕ, град.	45°	60°	75°	90°	120°	150°	180°

Число циклів у хвилину визначиться:

$$n_{\theta} = \frac{60}{T_{\theta}},$$

де T_{θ} – час одного циклу, с.

Годинна технічна продуктивність – це максимальна продуктивність для даного екскаватора при його безперервній роботі в конкретній заборі протягом однієї години:

$$Q_m = Q_n \cdot k_n \cdot k_g,$$

де k_n і k_e – коефіцієнти, що враховують вплив породи і параметрів вибою на тривалість циклу;

$$k_n = \frac{k_n}{k_p} = 0,98 \dots 1,2 \text{ – менше значення береться для сипучих ґрунтів.}$$

У залежності від висоти вибою коефіцієнт наповнення ковша можна визначити за залежністю [8]:

$$k_H = \frac{H_3 \cdot b \cdot h \cdot k_p}{E},$$

де H_3 – висота вибою, м;

b, h – ширина і товщина стружки, м;

k_p – коефіцієнт розпушення породи;

E – місткість ковша, м³.

Коефіцієнт розпушення породи визначається:

$$k_p = \frac{E_{сеп}}{E}.$$

Коефіцієнт вибою враховує вимушені перерви в роботі пов'язані з маневруванням (пересуванням) екскаватора в процесі виробки ґрунту з одного місця установки:

$$k_e = \frac{t_p}{t_p + t_n},$$

де t_p, t_n – тривалість безперервної роботи екскаватора з одного місця стояння при одному напрямку руху робочого органа (t_p) і тривалість одного пересування (t_n), с.

З урахуванням вище приведених формул:

$$Q_T = Q_n \cdot \frac{k_n}{k_p} \cdot \frac{t_p}{t_p + t_n}.$$

Експлуатаційна змінна продуктивність

$$Q_{e.z.} = Q_m \cdot T_3 \cdot k_4,$$

де T_3 – тривалість зміни, год.;

k_4 – коефіцієнт використання екскаватора в часі.

$$k_{\text{ч}} = \frac{(T_3 - T_n)k_{\text{над}}}{T_3},$$

де $k_{\text{над}}$ – коефіцієнт надійності, для одноківшевого екскаватора,
 T_n – тривалість перерв в роботі екскаватора, год.

Для одноківшевих екскаваторів можна прийняти $k_{\text{над}} \approx 0,75...0,85$.

Добова експлуатаційна продуктивність в метрах кубічних на добу визначається в залежності від кількості змін:

$$Q_{\text{е.д.}} = Q_{\text{е.з.}} \cdot n_{\text{з.д.}},$$

де $n_{\text{з.д.}}$ – число змін у добу.

В більшій мірі характеристикою організації робіт на конкретних підприємствах є річна продуктивність $Q_{\text{е.р.}}$:

$$Q_{\text{е.р.}} = Q_{\text{е.з.}} \cdot N_3,$$

де N_3 – число робочих змін у рік.

Число робочих змін для підприємств України можна приблизно визначити в залежності від місткості ковша і характеру роботи по приведеній таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Рекомендоване число робочих змін для одноківшевих екскаваторів на території України

Місткість ковша, м ³	Безперервна робота в 3 зміни	Робота з перервами і одним вихідним	
		в дві зміни	в три зміни
Механічні лопати			
до 5	800...820	475...485	680...700
до 8	785...795	470...475	665...680
>12	770...780	465...470	655...670
Драглайни			
до 6	800...820	475...485	680...700
до 10	750...770	460...465	640...650
15	730...735	540...545	755...765
>20	680...685	520...525	715...725

Річну продуктивність екскаватора можна визначити і за формулою

$$Q_{\text{а.д.}} = Q_{\text{а.з.}} \cdot N_{\text{д}},$$

де N_{δ} – число днів у році:

$$N_{\delta} = N_{\delta} - N_{\bar{n}\bar{a}} - N_{i\bar{o}} - N_{\delta\bar{a}i} - N_{\bar{a}\bar{e}\bar{o}},$$

де $N_{\bar{n}\bar{a}}$ – число святкових днів у році;

$N_{i\bar{o}}$ – число змушених днів–простоїв у році;

$N_{\delta\bar{a}i}$, $N_{\bar{a}\bar{e}\bar{o}}$ – число днів, необхідних для ремонтів машини, і вихідних.

Основні напрямки підвищення продуктивності одноківшових екскаваторів наступні:

– зменшення тривалості одного циклу роботи екскаватора за рахунок підвищення швидкостей виконавчих механізмів та суміщення (поєднання) окремих операцій циклу (наприклад, поворот платформи з опусканням або підніманням ковша та ін.);

– забезпечення оптимального значення коефіцієнта наповнення ковша та збереження транспортуючого ґрунту;

– зниження простоїв екскаваторів за рахунок організаційних заходів та удосконалення обслуговування і ремонтів.

9 Фізико–механічні характеристики ґрунтів

Основним об'єктом розробки в будівництві є піщані й глинисті, а також великоуламкові й напівскельні ґрунти, що покривають більшу частину земної поверхні.

В гірничо–видобувній промисловості ґрунти прийнято називати [4, 5] гірничими породами які представляють собою „самостійні геологічні тіла, складені сукупністю мінералів відповідного хімічного складу і структурно–текстурних особливостей”. Під структурою і текстурою гірничих порід розуміють ступінь кристалізації та абсолютні і відносні розміри і форми мінеральних складових та відносним положенням їх в масивах породи відповідно.

Об'єктами гірничих розробок являються всі види ґрунтів (гірничих порід), які знаходяться в земній корі, а також та частина ґрунтів, яка покриває корінні породи, так звані наноси. Як і в будівництві при виконанні земляних робіт в гірничо–видобувній промисловості ґрунти або гірничі породи, які розробляються, підлягають різного роду зовнішнім діям, в основному механічним, до яких відносяться: зсув, удар, переміщення, ущільнення та іншим, що викликає зміну стану гірничих порід.

Для виконання землерийних робіт на гірничо–видобувних підприємствах (в подальшому гірничих робіт), так як і в будівництві необхідно знати фізико–механічні властивості і характеристики гірничих порід як в їх природному стані, так і при їх руйнуванні, тобто штучно зміненому стані.

Основні фізико–механічні характеристики й показники ґрунтів: у масиві (цілині) – гранулометричний склад, пористість, щільність, міцність, розпушуваність, абразивність, липкість та ін.

Розглянемо ознаки ґрунтів, найбільш необхідні для оцінки умов застосування машин для земляних робіт.

Міцність – опір гірської породи загальному руйнуванню. Чисельно міцність ґрунту може бути представлена коефіцієнтом міцності, обумовленим по σ_{nd} при одноосьовому стиску[9]

$$f = \frac{P}{F \cdot 10^6}, \quad (9.1)$$

де f – коефіцієнт міцності при одноосьовому стиску, МПа;

P – навантаження на ґрунт при одноосьовому стиску, Н;

F – площа поперечного перерізу зразка, м².

Відповідно до методики М.М. Протодьяконова всі гірничі породи по міцності розділяються на 10 категорій з коефіцієнтом від $f = 20$ і більш для I категорії до $f = 0,3$ і менш для X категорії. Основні класифікації ґрунтів по методиці наведені в додатках, таблиці А1...А7.

Для оцінки труднощів розробки ґрунтів можна скористатися методом, запропонованим ДорНДІ, за допомогою приладу ударника ДорНДІ – рисунок 1.8, б.

Ударник ДорНДІ являє собою стержень, по якому між двома закріпленими шайбами розташовується вантаж масою 2,5 кг. Стержень встановлюють одним кінцем на поверхню ґрунту, піднімають вантаж у верхнє положення, і відпускають його. Падаючи, вантаж ударає по нижній шайбі, при цьому робота одного удару складає 10 Н·м. Під дією сили удару стержень занурюється в ґрунт. У залежності від властивостей ґрунту для заглиблення на глибину 100 мм потрібне різне число ударів.

Між числом ударів і опором ґрунтів різанню існує наступна залежність:

Таблиця 9.1 – Залежність числа ударів від категорії ґрунту

Число ударів	1...4	5...8	9...16	16...34
Категорія ґрунтів	I	II	III	IV

Опір різанню – здатність гірничої породи (ґрунту) чинити опір механічному впливові, що викликає сукупність напруг стиску, розтягання і зрушення, подолання яких завершується руйнуванням ґрунту і відділенням шматків від масиву.

Різання – основний засіб розробки ґрунтів, за принципом якого улаштоване і діє більшість землерійних та землерійно–транспортних машин.

Тому опір різанню – один з найважливіших факторів, який необхідно враховувати при проектуванні й експлуатації машин для земляних робіт.

У залежності від опору різанню ґрунти поділяються на категорії. Міцність ґрунтів у даному випадку характеризується середньо максимальним питомим опором вільного зрізу гострим ножом, що відокремлює стружку при куті різання 45° (рис. 9.1) [3, 6].

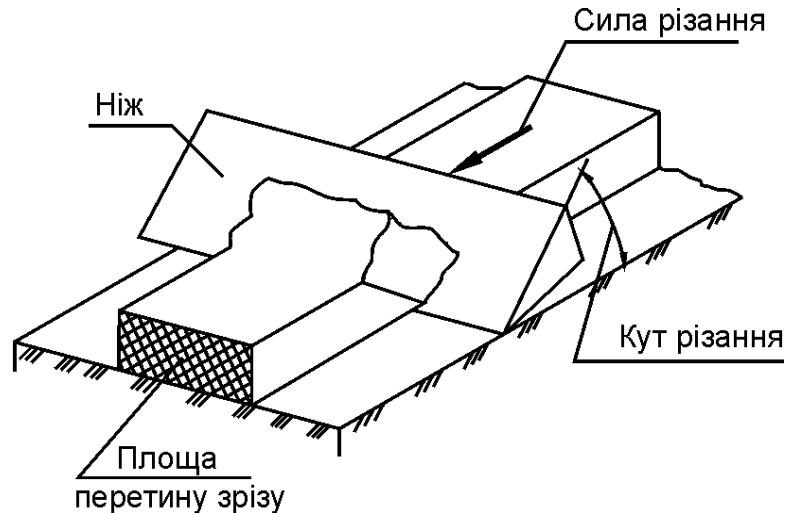


Рисунок 9.1 – Схема вільного зрізу ґрунту гострим ножом

Це характеризує опір ґрунту, що приходить на одиницю площі поперечного перерізу зрізу при відділенні стружки від ґрунтового масиву. Встановлено [3], що для глинистих ґрунтів між середньомaksimalьним питомим опором вільному зрізові гострим ножом $m_{\text{вільн.}}$, зчепленням ґрунту C і тимчасовим опором стискові σ_{cm} існує залежність

$$m_{\text{вільн.}} \approx 0,21\sigma_{cm} \approx 0,66C .$$

Для орієнтованого визначення міцності ґрунтів, області застосування проекрованої землерийної машини, а також сил різання можна використовувати таблиці А2 та А3 (додаток А).

Опір ґрунту різанню характеризується коефіцієнтом питомого опору різанню k_F , значення якого визначається експериментально в залежності від роду і стану ґрунту або обчислюється по емпіричній залежності, запропонованої проф. Н.Г. Домбровським [7]

$$k_F = k_n f , \quad (9.2)$$

де k_n – коефіцієнт пропорційності, що коливається в межах 1,6...2,1 [2]; більше значення коефіцієнта пропорційності варто приймати для більш міцних ґрунтів.

Розпушуваність – здатність ґрунту збільшуватися в об’ємі при його руйнуванні. Розпушуваність характеризується коефіцієнтом розпушення, що представляє відношення об’єму розпушеної породи до первісного її об’єму

$$k_p = \frac{V_p}{V}, \quad (9.3)$$

де k_p – коефіцієнт розпушення;

V_p – об’єм ґрунту в розпушеному стані, м³;

V – об’єм нерозпушеного, ґрунту, м³.

Розпушуваність характеризується також коефіцієнтом зменшення щільності (об’ємної маси), що визначається відношенням щільності ґрунту або іншого будівельного матеріалу в розпушеному стані (наприклад, після дроблення) до щільності в природному стані

$$k_{зм} = \frac{\rho_p}{\rho_0}, \quad (9.4)$$

де $k_{зм}$ – коефіцієнт зменшення щільності;

ρ_p і ρ_0 – питома вага (щільність) ґрунту розпушеного й у природному стані, кг/м³.

При розрахунку ущільнення перевезеного матеріалу після його розвантаження враховують коефіцієнт ущільнення $k_{ущ}$, що дорівнює відношенню щільності матеріалу в природному стані і після ущільнення

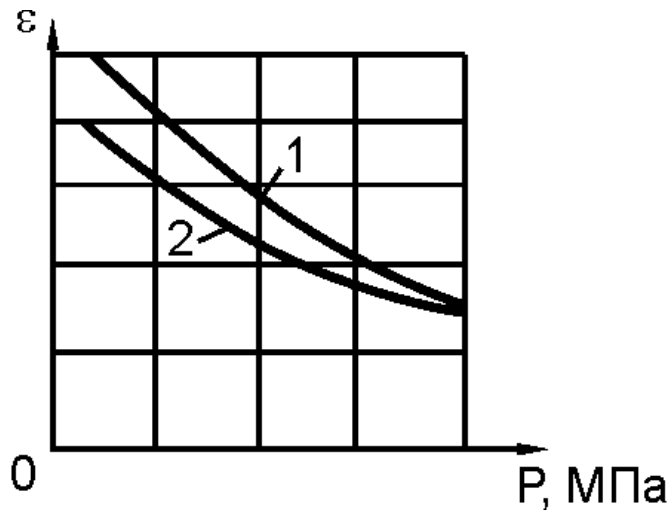
$$k_{ущ} = \frac{\rho_0}{\rho_y}, \quad (9.5)$$

де ρ_y – щільність ґрунту після ущільнення, кг/м³.

Для більшості ґрунтів $k_{зм} = 0,65...0,90$, $k_p = 1,1...1,7$, а $k_{ущ} = 0,75...0,90$.

Стисливість – властивість ґрунтів, що полягає в здатності змінювати свою структуру і будову під впливом зовнішніх впливів на більш компактну за рахунок зменшення пористості [3, 5].

Зміна обсягу ґрунтів при стиску – нелінійна функція (див. рисунок 1.8), компресійна крива відбиває деяку сумарну зміну об’єму пустот, що викликане загальною деформацією стиску ґрунтів. Цей процес (стиснення) складається з пружних деформацій часток, змін їхнього взаємного положення і відстані між ними, деформацій водно-колоїдних оболонок води і ін.



1 – період ущільнення; 2 – період розкріплення

Рисунок 9.2 – Компресійна крива ґрунтів

Відповідно до характеру залежності деформації ґрунтів від навантаження модуль стиску ґрунтів – величина непостійна: вона збільшується зі збільшенням деформації. Так для невеликих перепадів тиску стисливість ґрунту можна характеризувати коефіцієнтом стисливості, який визначається відношенням різниці пористості ґрунту на початку і в кінці інтервалу до прирощення тиску в цьому ж інтервалі []. Для великих інтервалів тиску стисливість характеризують компресійною кривою, представленою у вигляді рівняння

$$E_i = E_0 - k_k \cdot \ln \frac{P_i}{P_0},$$

де E_i і E_0 – коефіцієнти пористості початковий і кінцевий, відповідно;
 p_i і p_0 – тиск початковий і відповідний i -й ступені навантаження, Па;
 k_k – коефіцієнт компресії, визначений експериментально.

Стисливість є характеристикою ґрунтів, особливо важливою для процесів їх ущільнення. Опір ґрунту втисненню характеризується коефіцієнтом опору злипанню (коефіцієнтом пружності підстави), обумовленим навантаженням, під дією якою стержень з опорною поверхнею торця 1 см^2 зануриться на 1 см [3, 4]

$$P_0 = \frac{P_1}{F_1 h}, \quad (9.6)$$

де P_0 – коефіцієнт опору зминанню, Н/см^3 ;
 P_1 – вертикальне навантаження, що діє на стержень, Н;

F_1 – площа опорної поверхні стержня, см²;

h – зсув опорної поверхні стержня під дією навантаження P_1 , см.

Коефіцієнт опору злипанню дозволяє оцінити несучу здатність ґрунтів та правильно вибрати основні параметри ходового обладнання із умов прохідності машин.

Для звичайних піщано–глинистих ґрунтів цей показник дорівнює 0,02...0,1 мПа. Допустимим навантаженням для самохідних машин вважається таке, при якому опорна поверхня машини занурюється не більше ніж на 12 см.

Розрахункові модулі деформації (E_0) для середньозернистого піску складають 35...45 мПа, суглинків і глин – 7...22 мПа.

Як показує практика [3, 5], при механічному впливі вібраційними трамбуєчими або іншими пристроями добре ущільнюються лише пухкі маловологі піщані та водонасичені ґрунти із легкопорушувемим контактом між мінеральними частками.

Абразивність – властивість ґрунтів з частками великої твердості зношувати інструмент, деталі робочих органів, деяких транспортних вузлів і ходового устаткування машин. У результаті зносу порушуються проектні умови взаємодії машини з ґрунтом, істотно збільшуються опори різанню й енергоємність руйнування ґрунтів.

За міру абразивності прийнятий відносний знос, вимірюваний відношенням об'ємного зносу сталі Δv_n (см³) до об'ємного зносу ґрунту або породи

$$\varpi_0 = \frac{\Delta v_n}{\Delta v_r}, \quad (9.7)$$

де ϖ_0 – відносний знос сталевого зразка;

Δv_r – об'ємний знос ґрунту, см³.

На процес взаємодії робочих органів землерийних машин із ґрунтом впливає опір зовнішньому тертю, оцінюваний коефіцієнтом тертя між робочим органом і ґрунтом, що може змінюватися в широких межах, у залежності від стану ґрунтів. Так, зі збільшенням тиску коефіцієнт тертя збільшується, а зі збільшенням вологості ґрунту – зменшується. Значення коефіцієнта тертя між робочим органом і ґрунтом у розрахунках можна приймати в наступних межах: $\mu_{\min} = 0,1...0,2$ – для вологих глин і $\mu_{\max} = 0,52...0,53$ – для кременистих порід.

Серед інших фізико–механічних властивостей вплив на роботу землерийних машин мають наступні:

Щільність – відношення маси породи до її обсягу при природній вологості

$$\rho_0 = \frac{m}{V}, \quad (9.8)$$

де ρ_0 – щільність ґрунту (породи), кг/м³;

m – маса зразка, кг;

V – об'єм зразка, м³.

Вологість – процентне відношення маси води, що утримується в ґрунті, до маси сухого ґрунту

$$\varpi = \frac{m_b \cdot 100}{m_c}, \quad (9.9)$$

де ϖ – вологість ґрунту, %;

m_b – маса води, кг;

m_c – маса сухого ґрунту, кг.

В умовах помірного клімату в суху погоду ґрунти звичайно мають вологість 10...20%.

Об'ємна маса ґрунту – маса його твердих часток без маси води і пір

$$\delta_0 = \frac{\rho_0}{1 + \frac{\varpi}{100}}, \quad (9.10)$$

де δ_0 – об'ємна маса кістяка ґрунту, кг/м³;

ρ_0 – щільність ґрунту при природній вологості, кг/м³.

Питома маса ґрунту – відношення маси твердих часток до обсягу витиснутої ними рідини

$$\Delta = \frac{m_m}{V_p}, \quad (1.11)$$

де m_m – маса твердих часток, кг;

V_p – обсяг витиснутої рідини із зразка, м³.

Питома маса більшості мінеральних часток ґрунту складає 2,4...2,8 т/м³, органічних речовин 1,2...1,4 т/м³.

Липкість – властивість ґрунтів прилипати до поверхні робочих органів та деталей механізмів пересування машин. шар ґрунту, який налипає наприклад на стінки та днище ковша, може значно погіршити умови роботи екскаватора, особливо процеси розвантаження ковша. Липкість має електромолекулярну теорію [3], вона залежить від величини вологості ґрунту, та зовнішнього тиску

грунту на матеріал деталей та усяких інших параметрів. Липкість характерна для зв'язувальних ґрунтів, які знаходяться у зволоженому стані, наприклад для глинистих ґрунтів. Зі збільшенням вологості липкість ґрунту збільшується до відомої межі, а по досягненню деякого граничного значення (в основному при досягненні повної вологості). Липкість різко зменшується і при подальшому збільшенні вологості вона може повністю зникнути. Липкість характеризується питомою силою p_d , необхідною для подолання налипання ґрунту на одиницю поверхні деталі. Так для глини питома сила p_d складає від 6500 до 9000 Па [12].

В технічних завданнях на проектування одноковшевих екскаваторів замовники цих машин повинні приводити основні фізико–механічні характеристики ґрунтів для роботи на яких ці екскаватори виготовляються.

9.2 Визначення опору копання ґрунтів одноковшевиими екскаваторами

Робочий процес або один цикл роботи одноковшевих екскаваторів складається з ряду послідовно виконаних операцій, основними з яких є: різання (руйнування) ґрунту; заповнення робочого органа зруйнованим ґрунтом; підйом і переміщення (поворот) робочого органа з ґрунтом до місця розвантаження; розвантаження (навантаження в транспорт) ґрунту; повернення робочого органа у вихідне положення. Окремі операції при цьому можна поєднувати: наприклад, різання ґрунту і заповнення робочого органа; підйом і переміщення робочого органа до місця розвантаження; опускання і поворот робочого органа у вихідне положення, що дозволяє зменшити час циклу.

Основні механізми, що забезпечують виконання перелічених операцій, можна назвати виконавчими і до них відносяться механізми підйому, натиску (тяги) і повороту. Для вибору раціональних параметрів цих механізмів, побудови кінематичних схем і обґрунтування параметрів приводів, важливим елементом проектування екскаваторів є визначення величини і характеру навантажень, що діють на робоче обладнання; причому однієї з визначальних технологічних операцій є різання ґрунтів. Під різанням ґрунтом, мається на увазі, процес відділення від ґрунтового масиву шматків або шарів (стружки) інструментом клиноподібної форми.

Для різання (руйнування) ґрунтів в одноковшевих екскаваторах застосовують ріжучий інструмент (робочий орган) у якого частина, що ріже, (руйнує) має форму клина з наступними геометричними параметрами [1, 2, 3]:

– кут різання δ – кут між передньою гранню клина і поверхнею різання або дотичної до цієї поверхні;

– задній кут θ – кут між задньою гранню клина і поверхнею різання або дотичної до неї;

– кут загострення α – кут між передньою і задньою гранями клина.

Зусилля, що надається різальному інструментові P повинне бути більше сумарного опору ґрунту руйнуванню P_p .

З існуючої різноманітності теорій спрямованих на вивчення процесів різання ґрунтів для одноківшевих екскаваторів можна виділити: теорію копання ґрунтів по М.Г. Домбровському, розроблену в МІБІ, по якій сума робочих опорів при копанні ґрунтів названа опором ґрунтів копанню [3, ____]. При визначенні опору ґрунтів копанню розрізняють дотичну P_{01} і нормальну P_{02} складового процесу копання ґрунтів. М.Г. Домбровським запропонована формула для визначення складового опору копання щодо рівнобіжної траєкторії інструмента, що ріже, [3]:

$$P_{01} = P_{\delta} + P_{i\delta} + P_{i\delta} ,$$

де P_{δ} – опір тертю від переміщення робочого органа по ґрунті, Н;

P_{δ} – опір різанню, Н;

$P_{i\delta}$ – опір від переміщення призми волочіння і наповненню ковша, викликаний переміщенням ґрунту в ковші, Н.

Надалі ця формула, стосовно до теорії академіка В.П. Горячкина (копання ґрунту плугом) була пристосована професором М.Г. Домбровським з урахуванням складного процесу копання і прийняла вид [3]:

$$P_{01} = \mu \cdot N + k \cdot b \cdot c + (1 + q_{i\delta}) q \cdot k_i ,$$

де μ – коефіцієнт тертя ковша об ґрунт;

N – нормальна складова ваги ковша, Н;

k – коефіцієнт питомого опору різання ґрунту, Па;

b і c – ширина і товщина стружки, що зрізується, м;

ε – коефіцієнт опору наповненню ковша і переміщенню призми волочіння (емпірична величина, залежить від фізико–механічних властивостей ґрунтів);

q і $q_{i\delta}$ – об’єм ковша і призми волочіння, м³;

k_i – коефіцієнт наповнення ковша.

З огляду на результати експериментальних досліджень процесів різання ґрунтів, а також особливість процесів взаємодії інструмента, що ріже, із ґрунтом і часток ґрунту між собою. Н.Г. Домбровським була запропонована формула для визначення опору копанню, що враховує всі три члени приведеної вище формули через дотичну складову P_{01} [8]:

$$P_{01} = k_1 \cdot b \cdot c ,$$

де k_1 – коефіцієнт копання (питомий опір копанню), Па;

b і c – параметри стружки, м.

Нормальну складову силу копання було запропоновано визначити за залежністю:

$$P_{02} = \psi \cdot P_{01},$$

де ψ – коефіцієнт, що залежить від режиму копання, для практичних розрахунків можна приймати $\psi \cong 0,1 \dots 0,2$.

Для визначення опору копанню по вище приведених формулах авторами [] була приведена класифікація ґрунтів (див. табл. А1...А6), у яких зазначені значення питомих опорів різанню і копанню ґрунтів для різних робочих органів екскаваторів за різними методиками.

Подальший розвиток теорії різання і копання ґрунтів одержав у роботах ДорНДІ. А.М. Зеленіним була встановлена залежність опору різанню від параметрів інструмента, що ріже, і міцності ґрунту, причому міцність ґрунту було запропоновано визначати за допомогою густиноміра (ударника ДорНДІ), що являє собою стержень із площею поперечного перерізу 1 см^2 по напрямлюючої якого переміщається вантаж масою $2,5 \text{ кг}$. Вантаж при падінні з висоти 40 см ударяє по нижній шайбі і за рахунок енергії удару стержень занурюється в ґрунт на глибину 10 см . По кількості ударів, необхідних для занурення стержня площею 1 см^2 на глибину 10 см судять про міцності ґрунтів, при цьому вважається, що найбільш точні дані отримані для ґрунтів I...IV категорії по БНіП.

А.М. Зеленіним запропонована емпірична залежність опору різання ґрунтів від їхніх фізико–механічних характеристик, що враховані коефіцієнтом c , що представляє собою число ударів густиноміра ДорНДІ

$$P_{\delta} = ch^{1,35}(1 + 2,6l)(1 + 0,0075\alpha)z,$$

де c – число ударів плотноміра, див. додаток А табл. А7;
 h і l – глибина і ширина різання, м;
 α – кут різання, град;
 z – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубців і залежить від геометричних параметрів стружки.

Для практичних розрахунків варто приймати співвідношення $h/l \approx 0,1 \dots 0,3$, а кут різання $\alpha \cong 35 \dots 55^\circ$.

Приведеними залежностями з достатньої для практики точністю можна визначити навантаження, що діють на робочі органи і виконавчі механізми одноківшевих екскаваторів.

Подальше поглиблення й удосконалювання теорія різання ґрунтів одержала в роботах Ю.А. Ветрова і В.Л. Баладінського. На кафедрі «Будівельні і дорожні машини» Київського національного університету будівництва й архітектури під керівництвом члена кореспондента Академії Наук України

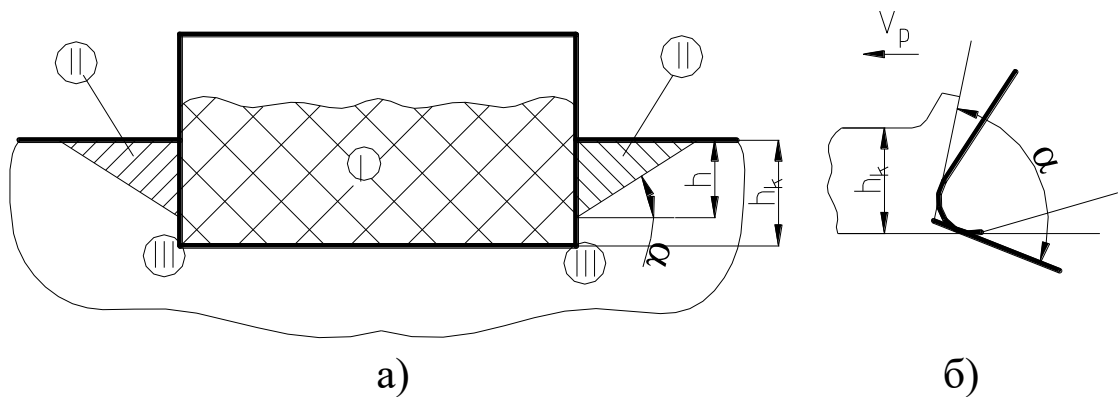
Ю.А. Ветрова була розроблена теорія різання ґрунтів [1, 2], у якій враховані наступні фактори: просторова система різання ґрунтів, тобто враховане руйнування ґрунтів бічними ребрами; фізико-механічні характеристики ґрунтів; стан крайки, що ріже, (гостра або затуплена); геометричні параметри стружки. Це дозволило представити залежність опору різання ґрунтів у наступному виді:

$$P_{\delta a \zeta} = P_{\tilde{n}a} + P_{a.\delta.} + P_{a.\tilde{n}.} + P_{\zeta a \delta},$$

де $P_{\tilde{n}a}$ – опір ґрунтів «вільному» різанню, Н;

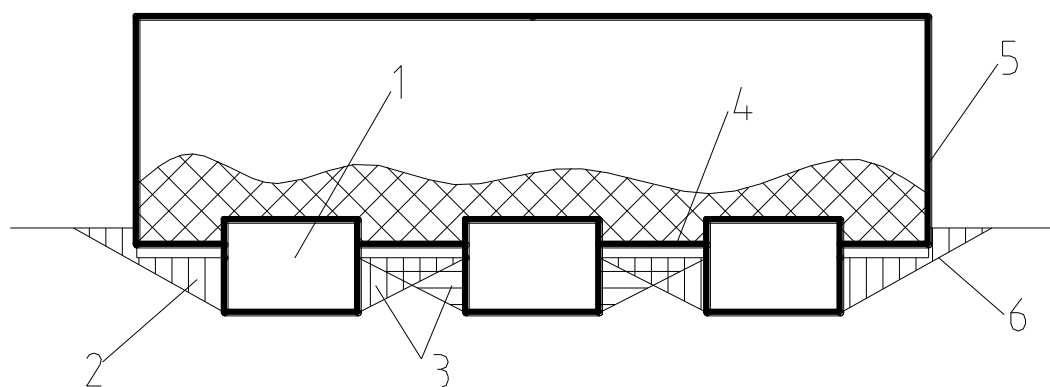
$P_{a.\delta.}$ і $P_{a.\tilde{n}.}$ – опір різанню ґрунтів бічними ребрами і стінками ковша з урахуванням руйнування ґрунтів у бічних розширеннях прорізу, Н;

$P_{\zeta a \delta}$ – опору різанню ґрунтів з урахуванням затуплення крайки, що ріже, Н.



а) схема різання ковшем без зубців; б) різання «тупим» клином

Рисунок 9.4 – Схема різання ґрунтів по Ю.О. Ветрову



1 – зубці ковша; 2, 3 – зони руйнування ґрунту зубцями; 4 – ріжуча кромка; 5 – бокові стінки ковша; 6 – зона руйнування

Рисунок 9.5 – Схема різання ґрунтів ковшем з зубцями за теорією Ю.О. Ветрова

На схемі (рис. 3.2) виділено три основних зони різання: I – зона вільного різання; II – зона різання бічними стінками і руйнування ґрунту в бічних розширеннях; III – зона руйнування ґрунту бічними ребрами.

Відповідно до представленої схеми далі викладена методика визначення опору різання розроблена в КНУБА [..2.]. При цьому вихідними параметрами являються: продуктивність екскаватора; час циклу; фізико–механічні характеристики ґрунтів; параметри забою, а саме висота копання для прямих лопат приймається рівною висоті натискного валу. У методиці використані позначення авторів [5,7].

1 Орієнтована місткість ковша q (м³) [6]

$$q = \frac{P_{\text{експл}} \cdot t_{\text{ц}} \cdot K_{\text{розп}}}{K_{\text{вч}} \cdot K_{\text{нап}} \cdot 3600},$$

де $\dot{I}_{\text{âññâ}}$ – продуктивність екскаватора, м³/Год;

$t_{\text{ц}}$ – час робочого циклу екскаватора, с;

$K_{\text{ðññ}}$ – коефіцієнт розпушення ґрунту;

$K_{\text{â.â}}$ – коефіцієнт використання екскаватора в часі;

$K_{\text{îâî}}$ – коефіцієнт наповнення ковша.

2 Уточнена тривалість циклу в залежності від скорегованої продуктивності та ємності ковша, визначається по формулі

$$t_{\text{ц.уточн}} = \frac{q \cdot K_{\text{вч}} \cdot K_{\text{нап}} \cdot 3600}{P_{\text{експл}} \cdot K_{\text{розп}}}.$$

3 За уточненими q та $t_{\text{â.ððî-ñ}}$ обирають місткість ковша екскаватора (зворотна лопата), тип конкретної машини та її характеристики.

4 Площа поперечного зрізу ґрунту ковшем екскаватора F (см²)

$$F = \frac{q \cdot K_{\text{îâî}}}{K_{\text{ðññ}} \cdot H} \cdot 10^4,$$

де H – висота (глибина) забою, м.

Для екскаватора з робочим устаткуванням „зворотна лопата” довжина шляху копання H береться рівною найбільшій глибині вибою H_i .

5 Товщина зрізаної стружки h (см)

$$h = \frac{F}{B},$$

де B – ширина ріжучої кромки ковша, м.

6 Площі лобових частин поперечного перерізу зрізу $F_{\bar{v}}$ (см²)

$$F_{\bar{v}} = b \cdot h \cdot n,$$

де $b = 6...8$ см – ширина зуба;

h – глибина різання, см;

$n = 3...4$ – кількість зубів на ріжучій частині ковша.

7 Площі бічних частин поперечного перерізу зрізу $F_{\bar{a}}$ (см²)

$$F_{\bar{a}} = F - F_{\bar{v}}.$$

8 Сумарна довжина ліній бічного зрізу ґрунту $L_{\bar{a}^{\bar{v}}-\bar{c}\bar{d}}$ (см)

$$L_{\bar{a}^{\bar{v}}-\bar{c}\bar{d}} = 2 \cdot h \cdot (1 - k_{\bar{a}^{\bar{v}}}) \cdot n,$$

де $k_{\bar{a}^{\bar{v}}} = 0,8$ – коефіцієнт глибини частини прорізу, що розширюється.

9 Середньо–максимальна дотична складова сили різання гострими зубами P (Н)

$$P = m_{cb} \cdot (\varphi \cdot F + \eta_{\bar{a}^{\bar{v}}} \cdot F_{\bar{a}^{\bar{v}}} + \eta_{\bar{a}^{\bar{v}}-\bar{c}\bar{d}} \cdot L_{\bar{a}^{\bar{v}}-\bar{c}\bar{d}}) \cdot 10^2,$$

де m_{cb} – питома сила для руйнування ґрунту перед лобовою гранню зуба при куті різання 45° , МПа;

$\varphi = 1$ – коефіцієнт, що враховує вплив кута різання;

$\eta_{\bar{a}^{\bar{v}}} = 0,4$ – коефіцієнт, що характеризує відношення питомих сил різання в бічній і лобовій частинах прорізу (для вихідних даних);

$\eta_{\bar{a}^{\bar{v}}-\bar{c}\bar{d}} = 6,5$ – коефіцієнт, що характеризує відношення питомих сил різання бічними ребрами ножа й у лобовій частині прорізу для умов роботи.

10 Середньо–максимальна нормальна складова сили різання гострими зубами N (Н)

$$N = P \cdot ctg(\delta + \mu),$$

де $\delta = 360^\circ$ – кут різання;

$\mu = 18...20^\circ$ – кут тертя ґрунту по сталі.

Для затуплених робочих органів виникає додаткова сила опору ґрунту $P_{\text{в.с.}}'$ (Н):

$$P_{\text{в.с.}}' = m_{cb} \cdot \eta_{\text{в.с.}} \cdot h \cdot L_{\text{в.с.}} \cdot n \cdot 10^2,$$

де $\eta_{\text{в.с.}}$ – коефіцієнт, що враховує затуплення робочих органів і залежить від ширини площі зносу $\alpha = 0,5b$ і товщини зрізу h ,

$$\text{для } h = 2 \text{ см } \eta_{\text{в.с.}} = 0,35b;$$

$$\text{для } h = 5 \text{ см } \eta_{\text{в.с.}} = 0,18b;$$

$$\text{для } h = 10 \text{ см } \eta_{\text{в.с.}} = 0,11b;$$

$$\text{для } h = 20 \text{ см } \eta_{\text{в.с.}} = 0,065;$$

Проміжні відносини можливо визначити методом інтерполяції;
 $L_{\text{в.с.}} = b$ – довжина зношеної різальної крайки зуба.

11 Середня дотична складова сили різання $P_{\text{н.д.}}$ (Н)

$$P_{\text{н.д.}} = P \cdot \hat{e}_a + P_{\text{в.с.}}',$$

де $\hat{e}_a = 0,8$ – коефіцієнт енергоємності процесу різання.

12 Середня нормальна складова сили різання $N_{\text{н.д.}}$ (Н)

$$N_{\text{н.д.}} = N \cdot K - P_{\text{в.с.}}' \cdot \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

де $\delta_1 = 0,17$ рад – кут між траєкторією різання і площадкою зносу,
 $\delta_1 \approx 9,7^\circ$.

13 Середня питома дотична сили різання $P_{\text{н.д.}}'$ (МПа)

$$P_{\text{н.д.}}' = \left(\frac{D_{\text{н.д.}}'}{F} \right) \cdot 10^{-2}.$$

14 Коефіцієнт питомої сили різання

$$K_{\text{д.с.}} = \frac{D_{\text{н.д.}}'}{D_{\text{в.с.}} + (1 + \hat{E}_1) \cdot D_{\text{н.д.}}},$$

де $P_{\text{в.с.}}$ – питома сила копання для умовного ґрунту з нульовим опором різання, МПа;

K_1 – безрозмірний коефіцієнт.

З достатньою точністю для практичних розрахунків

$$P_{\text{вн.о}} = 0,025 \text{ МПа}; K_1 = 0,08 .$$

15 Дотична складова сили копання $D_{\text{вн}}$ (Н)

$$D_{\text{вн}} = \frac{D_{\text{н\ddot{a}\delta}}}{\hat{E}_{\text{д}^3\text{с}}} .$$

16 Нормальна складова сили копання $N_{\text{вн}}$ (Н)

$$N_{\text{вн}} = N_{\text{н\ddot{a}\delta}} + (D_{\text{вн}} - D_{\text{н\ddot{a}\delta}}) \cdot \psi ,$$

де $\psi = \text{ctg} \frac{\pi}{3} = 0,85$ – коефіцієнт, що характеризує співвідношення складових повної сили копання ґрунту.

Таким чином, за наведеними методиками можна визначити основні складові навантажень на виконавчі механізми одноківшових екскаваторів.

На основі розрахунків, проведених за даною методикою, та наукових досліджень по визначенню мінімальної енергоємності процесів різання ґрунтів, які проводились в Київському Національному Університеті під керівництвом професорів Ю.А. Ветрова, В.Л. Баладінського та інших вчених цього університету були визначені основні напрямки удосконалення конструкцій робочих органів землерийних машин і зокрема раціональні параметри і геометричні форми ковшів механічних лопат і драглайнів.

Змістовний модуль 2. Потужні екскаватори (ПЕ). Конструктивні схеми екскаваторів, їх виконавчих механізмів та особливості розрахунків. Сучасні ПЕ - механічні лопати, драглайни та гідравлічні екскаватори. Шляхи їх удосконалення.

Тема 7.Лекція 10-11 Конструктивні схеми ПЕ та розрахунки їх геометричних і вагових параметрів. Обґрунтування потужності виконавчих механізмів.

10 Конструктивні особливості одноківшових екскаваторів Побудова, призначення і конструктивні особливості потужних одноківшових екскаваторів

Екскаватор — самохідна машина, призначена для розробки й переміщення ґрунту (гірської породи), а також сипучих і кускових матеріалів. Назва походить від латинського слова «екскавео» – довбаю, викопую.

Прототипом сучасних екскаваторів була багатоківшева парова землечерпалка, яка вперше була побудована на Іжорському заводі (Росія) в

1812 році під керівництвом А. Бетанкура – директора Петербурзького інституту інженерів шляхів сполучення [4]. Перший екскаватор з паровим приводом було побудовано і запатентовано в 1836 році механіком Отісом (США). Це була землерийна машина з ємністю ковша $1,14 \text{ м}^3$ з приводом від парової машини потужністю 15 кс з рейковим механізмом пересування, а продуктивність такого екскаватора досягала до $30...80 \text{ м}^3/\text{год}$ і він міг замінити до 150 землекопів. Перші екскаватори використовувались як на будівництві (наприклад залізничної дороги Москва – Петербург). так і при видобутку корисних копалин (залізної руди на кар'єрах Уралу).

Основним недоліком таких машин була обмежена маневреність та необхідність застосування індивідуальних нерегульованих парових машин для виконавчих механізмів. Ці недоліки були повністю ліквідовані в період з двадцятих до сорокових років ХХ століття, коли було винайдено електричний привід, гусеничний та пневмоколісний механізми пересування, двигуни внутрішнього згорання, гідравлічний привід та елементи складних механічних трансмісій.

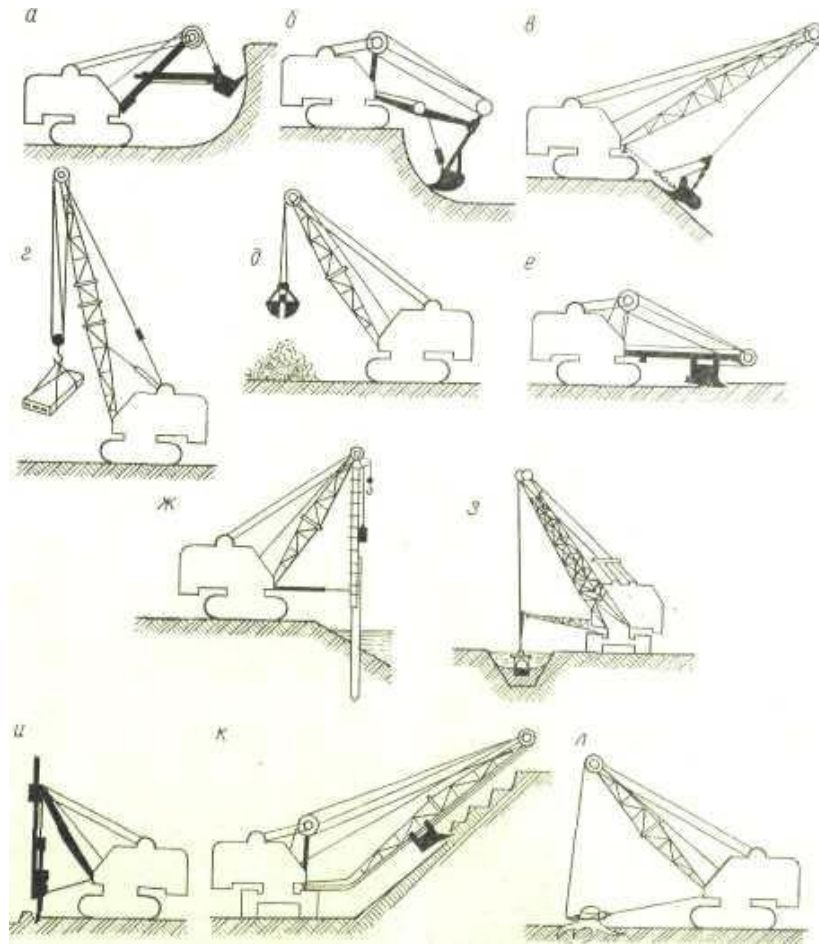
На Україні екскаваторобудування отримало широкий розвиток у післявоєнні роки. Будівництво екскаваторів почалось на заводах: „Червоний екскаватор” (АО „Атек”); Новокраматорському машинобудівному заводі (ЗАТ „НКМЗ”); Донецькому машинобудівному заводі (ЗАТ „Донгірмаш”); Маріупольському машинобудівному заводі (ВАТ „Азовмаш”) та інших. В період з 1950 до 1990 років на Україні щорічно випускалось до 100 потужних екскаваторів і ще більше будівельних універсальних екскаваторів. Екскаватори поставлялися на всі будівельні майданчики та кар'єри не тільки України, але і СРСР та за кордон (Югославія, Болгарія, Ірак, Китай та ін.).

На сьогоднішній день в Україні працюють сотні потужних екскаваторів на підприємствах по видобутку корисних копалин та приблизно стільки ж на будівництві земляних споруд.

При загальній подібності основних технологічних операцій, які виконують екскаватори, вони значно відрізняються за принципом роботи, а саме одноківшові або екскаватори циклічної дії та багатоківшові екскаватори безперервної дії.

Екскаватори циклічної дії (в подальшому одноківшові екскаватори ОЕ) можуть виконувати: землерийні роботи; значна частина екскаваторів при відповідному нескладному переустаткуванні може використатися для монтажних і вантажно–розвантажувальних робіт; забивання паль; корчування пнів; трамбування; розпушування мерзлого ґрунту; планування земляних споруд та інших роботах. Для цього екскаватори з місткістю ковша до 4 м^3 можуть забезпечуватися знімним робочим обладнанням, тобто обладнанням, яке забезпечує виконання різних технологічних операцій. Такі екскаватори ще називають універсальними.

Різні види змінного робочого обладнання одноківшових екскаваторів показані на рисунку 9.6 [6].

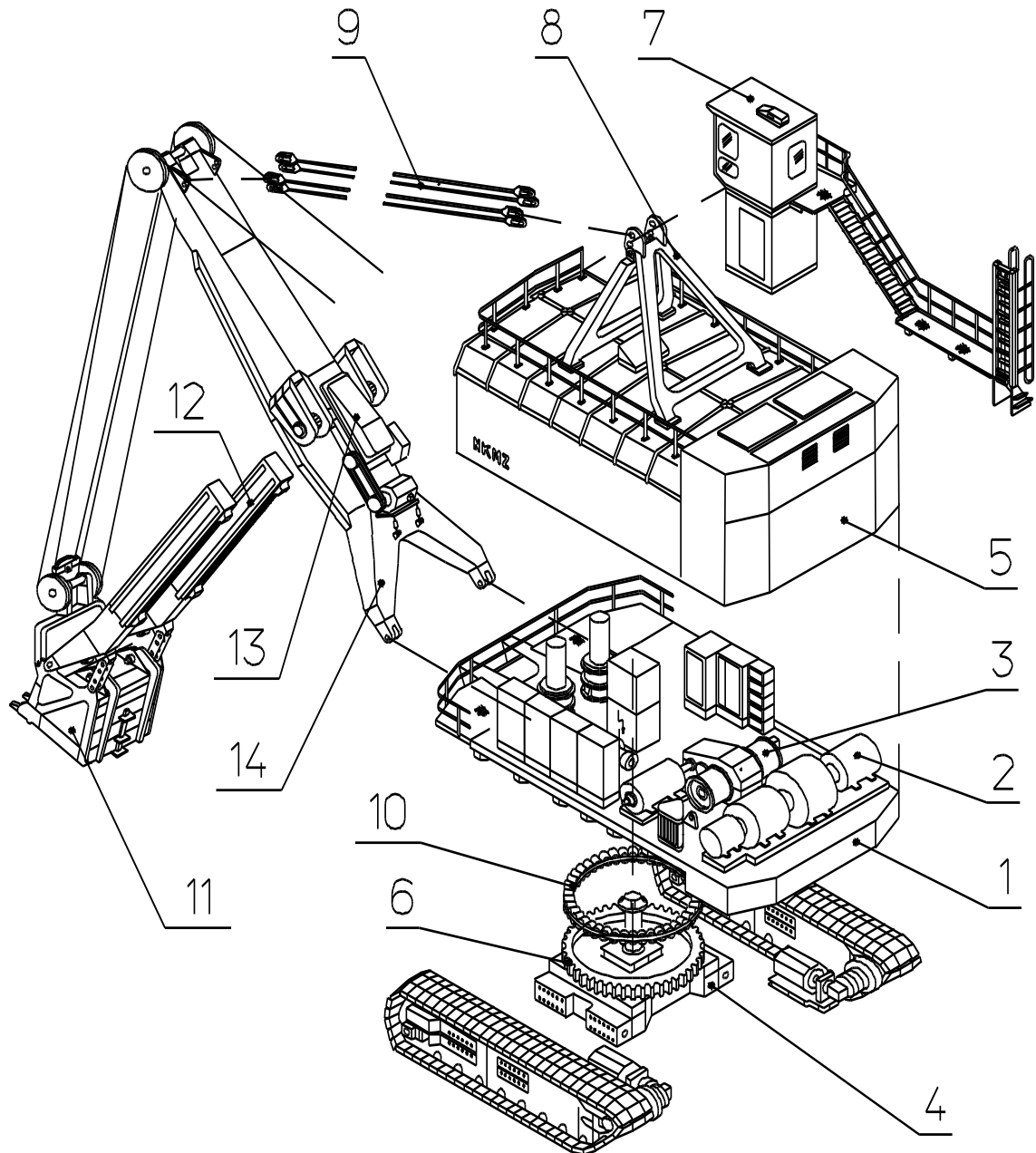


а — пряма лопата; б — зворотна лопата; в — драглайн; г — кран;
 д — грейфер; е — струт; ж — копер; з — драглайн для бокового різання; и —
 для руйнування мерзлого ґрунту; к — планувальник; л — корчувальний

Рисунок 9.6 – Види змінного робочого обладнання одноківшових універсальних екскаваторів

Терміни та визначення основних конструктивних елементів і геометричних параметрів одноківшових екскаваторів приведені у відповідних державних та галузевих стандартах (ГОСТ 15134–69 та інших). Так наприклад одноківшовий універсальний екскаватор має таке визначення: „Екскаватор циклічної дії з одним ковшем або другим видом робочого обладнання, виконуючий, крім виймання і переміщення ґрунту (або другого матеріалу), навантажувальні, пальобійні і інші роботи при допомозі одного із видів змінного робочого обладнання. При виконанні робочих операцій не переміщується”.

Класична схема сучасного одноківшового кар’єрного екскаватора зі всіма основними складовими частинами представлена на рис. 1.10.



1 – платформа поворотна; 2 – головний енергетичний агрегат; 3 – лебідка піднімальна; 4 – ходове устаткування; 5 – кузов; 6 – вінець зубчастий; 7 – кабіна машиніста; 8 – надбудова; 9 – підвіска стріли; 10 – круг роликів; 11 – ківш; 12 – рукоять; 13 – механізм натиску; 14 – стріла

Рисунок 9.7 – Екскатор одноківшевий, та його основні складові частини

На ньому виділені слідуєчи основні елементи: робоче обладнання до якого входять ківш 11, рукоять 12, стріла 14; виконавчі механізми серед яких виділяють механізми підйому 3, натиску 13, повороту з опорно–поворотним устаткуванням 10; поворотну платформу 1 з кабіною 7; механізм пересування (ходове устаткування) 4; та силовий агрегат (електричний 2, або двигуни внутрішнього згорання).

Робоче обладнання – комплекс вузлів екскаватора, до складу яких входить робочий орган і забезпечує його дії в зоні роботи екскаватора. А робочий орган з ріжучим контуром, призначеним для копання, накопичення, транспортування і розвантаження ґрунту або іншого матеріалу називається ківшевим.

Згідно існуючих термінів і визначення до робочого обладнання прямої механічної лопати (див. рис. 9.7) відноситься „обладнання для розробки ґрунту вище рівня стояки з закріпленим на рукоятці ковшем, який копає в напрямку від екскаватора”. Так як на схемі приведено робоче обладнання з привідним механізмом для натискного руху ковша то це є натискна пряма механічна лопата, до робочого обладнання такого екскаватора відносяться також стріла 14, яка шарнірно закріплена на поворотній платформі на якій розміщено натискний механізм 13. Рукоятка 12 входить в сідловий підшипник і цим забезпечує жорстке з’єднання ковша 11 з поворотною платформою 1.

Поворотна платформа являє собою жорстку раму, на якій установлені основні механізми екскаватора, а саме силова установка (двигун), виконавчі механізми і робоче обладнання. Поворотна платформа опирається на ходову раму через спеціальний пристрій 7, який називається опорно-поворотним 10, (див. рис. 1.10). Цей пристрій забезпечує плавний поворот платформи разом з робочим устаткуванням навколо вертикальної осі щодо ходового обладнання. Якщо обертання робочого обладнання не обмежене й воно може повертатися разом із платформою в обидва боки на будь-який довільний кут, то екскаватор називають повнообертвовим. Якщо ж кут повороту обмежений і становить величину, меншу 360° , то екскаватор називають неповнообертвовим. У неповнообертвових екскаваторів повертається звичайно тільки робоче обладнання, поворотної платформи в цих екскаваторів немає.

Ходові механізми забезпечують пересування та маневрування екскаваторів при виконанні технологічних процесів, вони бувають гусеничні, пневмоколісні та крокуючі.

Пневмоколісні механізми пересування застосовують, як правило, на екскаваторах з невеликою (до $2,0 \text{ м}^3$) ємністю ковша, які часто переміщують із одного місця роботи на інше, та в тих випадках коли екскаватори мають необхідність маневрувати у стиснених умовах.

Гусеничні рушії застосовують як на будівельних екскаваторах з ємністю ковша більше $2,0 \text{ м}^3$, так і на потужних та надпотужних екскаваторах масою від декількох десятків до 5 тисяч тон і більше..

Крокуюче ходове обладнання найбільш часто застосовують на екскаваторах з робочим обладнанням – драглайн і ємністю ковша 4 м^3 і більше.

Екскаватори кар’єрні гусеничні, наприклад ЕКГ–5Н кар’єрні повнообертвові електромеханічні прямі лопати на гусеничному ході з канатним приводом підйому.

Екскаватори призначені для розробки і навантаження в транспортні засоби корисних копалин або порід (рис. 9.8) на відкритих гірських роботах у

чорній і кольоровій металургії, у вугільній промисловості, у промисловості будівельних матеріалів, а також для виконання земляних робіт у промисловому будівництві і на відвальних роботах.

Кар'єрні екскаватори мають наступну систему індексації: наприклад, ЕКГ-5Н – екскаватор кар'єрний, гусеничний з ємністю ковша – 5 м³, виробництва НКМЗ; ЕКГ-8І – екскаватор кар'єрний, гусеничний з ємністю ковша – 8 м³ виробництва ІЗВМ (Росія). Основні техніко-економічні показники сучасних екскаваторів, які виробляються, або експлуатуються на Україні наведено в додатку Б.

Екскаватори призначені для розробки породи об'ємною вагою в ціліні не більш 2800 кг/м³, при цьому породи об'ємною вагою до 1800 кг/м³ (міцне вугілля, щільна глина, рослинний ґрунт із щебенем і галькою) розробляються без розпушення, а породи об'ємною вагою від 1800 кг/м³ і до 2800 кг/м³ (щільні марганцеві руди, міцні боксити, міцний піщаник, граніт, мармур) повинні попередньо розпушуватися вибухом, для зменшення опору копання та забезпечення вільного розміщення шматків породи в ковші. Екскаватори здатні розробляти високо абразивний піщаник, що має після розпушення питому вагу 1800 кг/м³.

У конструкціях екскаваторів враховані усі вимоги безпеки, регламентовані ISO, установлені необхідні блокування і захисти.

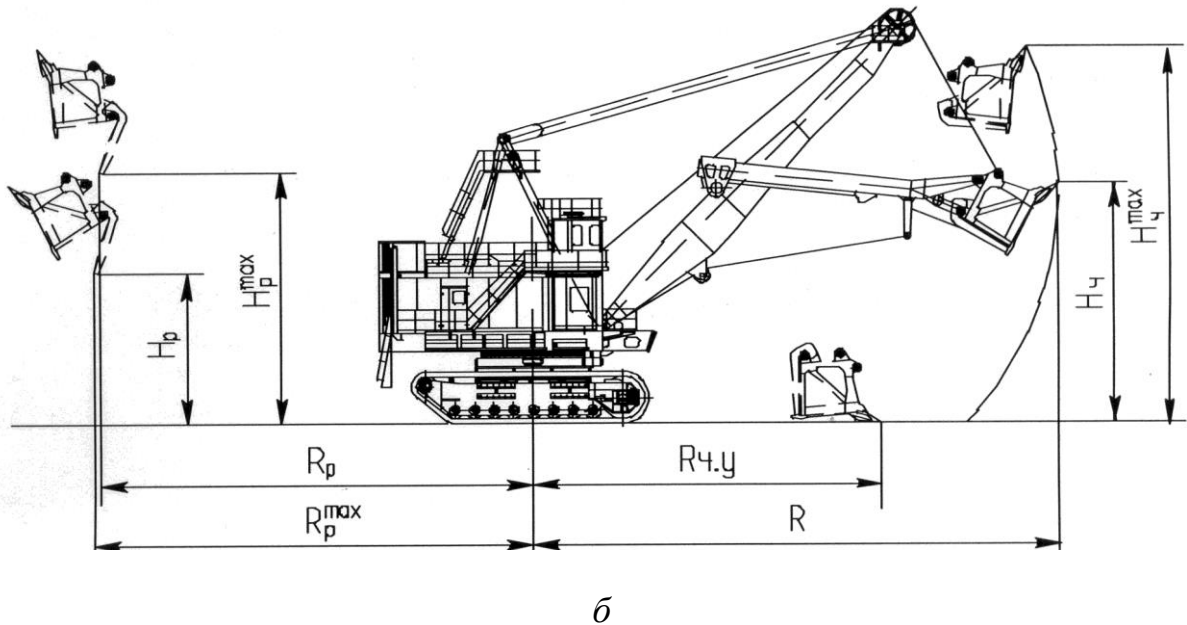
Екскаватори здатні робити навантаження в автосамоскиди вантажопідйомністю від 31 до 110 тон.

Робоче устаткування відрізняється рейковим або канатним механізмом натиску, що забезпечує стабільне положення ковша при копанні.

Загальний вигляд кар'єрного екскаватора та його конструктивна схема представлені на рисунку 9.8.



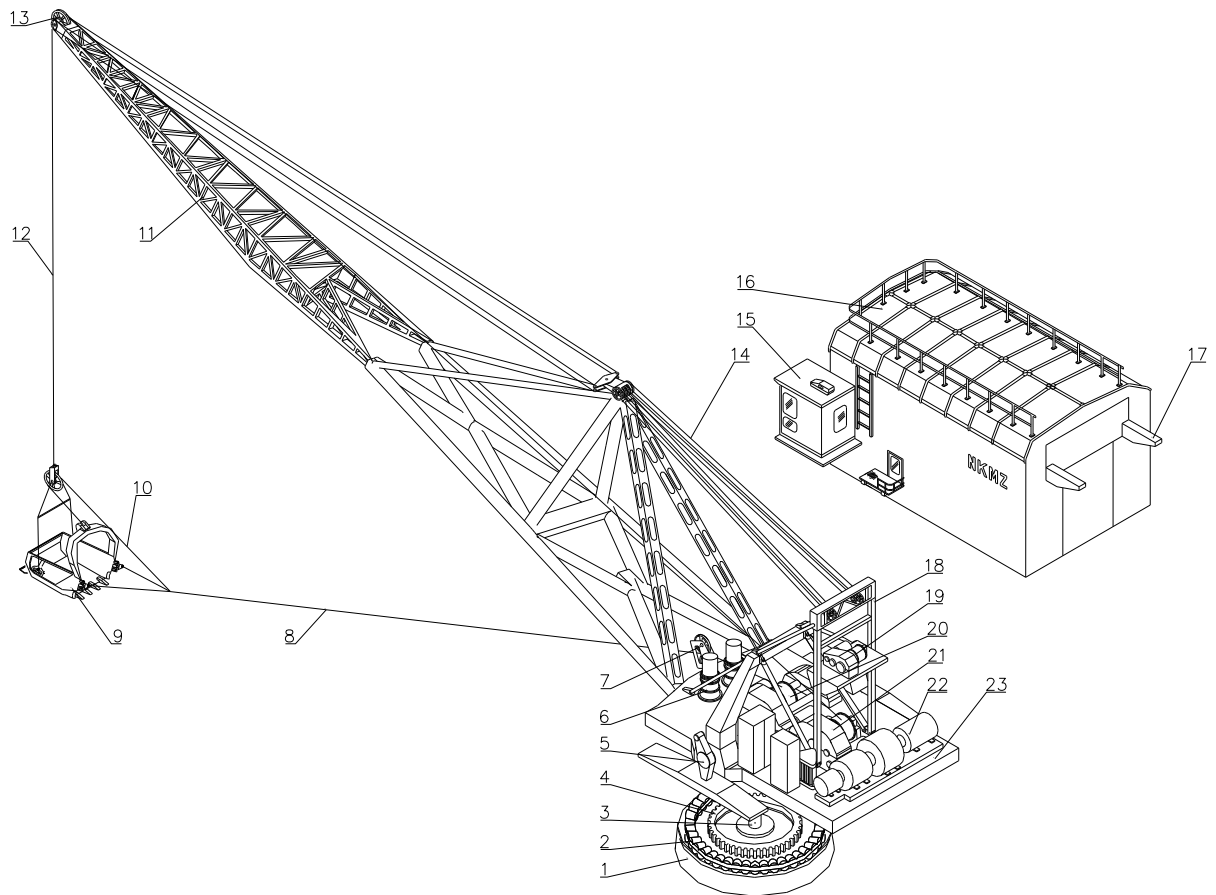
a



а – робота екскаватора ЕКГ–5Н у вибої; б – конструктивна схема та основні параметри екскаватора ЕКГ–5Н

Рисунок 9.8 – Екскаватор ЕКГ–5Н виробництва НКМЗ

Крокуючі екскаватори–драглайни призначені для виїмки порід до IV категорії включно (по класифікації «Єдиних норм вироблення на відкриті гірські роботи») на розкритих роботах по без транспортній системі з укладанням породи у вироблений простір або на борт траншеї. При розробці порід III–IV категорій проводиться часткове або суцільне розпушення підриванням.



1 – опорна база, 2 – опорно-поворотне обладнання, 3 – центральна цапфа, 4 – зубчастий венець, 5 – крокуючий механізм, 6 – механізм повороту, 7 – блоки наведення, 8 – тяговий канат, 9 – ківш, 10 – розвантажувальний канат, 11 – стріла, 12 – підйомний канат, 13 – головні блоки, 14 – розтяжки, 15 – кабіна, 16 – кузов, 17 – рейки мостового крану, 18 – стійка, 19 – механізм підйому стріли, 20 – механізм тяги, 21 – механізм підйому ковша, 22 – силове встаткування, 23 – поворотна платформа

Рисунок 9.9 – Екскаватор драглайн та його складові частини

Крокуючі екскаватори мають таку систему індексації: наприклад, ЕШ–10.70А – екскаватор – драглайн, крокуючий механізм пересування, ємність ковша 10 м³, довжина стріли 70 м, А – показує кількість модернізацій.

Для всього ряду крокуючих екскаваторів ПО «Уралмаш» відмітними особливостями їх конструкції є: вантові стріли – з одним трубчастим жорстким поясом (для ЕШ–15.90А), з двома трубчастими поясами (для ЕШ–25.100А), з трьома трубчастими поясами – тригранні (для ЕШ–15.90А, ЕШ–20.90, ЕШ–100.100).

Номенклатура виробництва драглайнів АТ «НКМЗ» ім. В.І. Леніна передбачає випуск трьох базових моделей: ЕШ–6,5.45У, ЕШ–10.70АУ, ЕШ–20.50 і модифікацій (наприклад ЕШ–13.50У, ЕШ–15.80), призначених для роботи при температурі навколишнього середовища ± 40 °С. Робота

екскаваторів допускається на висоті над рівнем моря не вище 1000 м і швидкості вітру не більше 20 м/с.

Екскаватор ЕШ–6,5.45У поставлений на промислове виробництво в 1985 році замість екскаваторів ЕШ–6.45МУ, що раніше випускалися. Конструкції екскаваторів ідентичні і відрізняються тільки місткістю ковша.

Одним з найбільш поширених є екскаватор крокуючий ЕШ–10.70А (рис. 1.12), створений на базі екскаваторів ЕШ–10.60, що раніше випускалися, оснащений жорсткою стрілою завдовжки 70 м і ковшем ємністю 10 м³ нової конструкції, могутнішим встановленим електроустаткуванням і більш довершеною системою управління, що дозволило підняти продуктивність даного класу машин на 15%.

11 Визначення мас та геометричних розмірів ОЕ

У технічних завданнях та техніко–економічних обґрунтуваннях до проектів однокішових екскаваторів приводяться вихідні дані по яким проводять розрахунки конструктивних елементів та потужності приводів виконавчих механізмів однокішових екскаваторів. Серед вихідних даних основними являються: категорії міцності розроблюваних ґрунтів та їх фізико–механічні характеристики; ємність ковша в м³, або теоретична продуктивність екскаватора при куті повороту на 90°; основні розміри екскаватора, які обумовлені параметрами кар'єрів, вибоїв або земляних споруд; значення деяких кліматичних факторів при яких дозволяється експлуатація екскаватора. З урахуванням кліматичних факторів необхідно підібрати матеріали. Так на дію низьких температур повітря мають бути розраховані деталі і металоконструкції проектного екскаватора, а також системи змащення, гідравлічне і пневматичне устаткування. На дію високих температур і високої вологості повітря розраховують електроустаткування, мастильні та гідравлічні системи проектного екскаватора. Для експлуатації при більш низьких і більш високих, у порівнянні з зазначеними температурами повітря, вологості й ін. розробляються регіональні (розраховані на експлуатацію у визначеному кліматичному районі) конструкції екскаваторів (екскаватори для холодного клімату та екскаватори для жаркого клімату) (див. схему класифікації ОЕ).

Для визначення зусиль, що виникають при роботі екскаватора у вибої, необхідно знати маси і лінійні розміри екскаватора і його окремих конструктивних елементів, які можна на етапі ескізного проекту визначити за емпіричними залежностями. Алгоритм загальних розрахунків наведено на рисунку 11.1. Так, приблизну масу всього екскаватора і його основні параметри можна визначити із формул [3, 5]

$$M_{\text{екс}} = k_{\text{екс}} \cdot E,$$

де $k_{екс}$ – коефіцієнт питомої маси який залежить від типу екскаватора, т/м³;

E – місткість ковша, м³.

Таблиця 11.1 – Значення коефіцієнта $k_{екс}$ для різних типів екскаваторів

Показники	Будівельні універсальні екскаватори	Кар'єрні механічні лопати	Вскришні механічні лопати	Крокуючі драглайни
Місткість ковша, м ³	0,25...1,75	2...20	4...50	4...100
Питома маса екскаватора, т/м ³	25...36	38...55	55...110	50...120

В таблиці 2.1 приведено значення коефіцієнта $k_{екс}$ для чотирьох типів екскаваторів, які отримані на основі теорії подібності. Подібними машинами прийнято такі, які мають загальні конструктивні форми, та у яких відношення аналогічних геометричних параметрів конструктивних елементів має постійне значення (коефіцієнт подібності). Для визначення параметрів (лінійних та вагових) одноківшових екскаваторів можна скористатися наступними правилами:

По заданій ємності ковша E (м³) і прийнятій або заданій конструктивній схемі визначається маса екскаватора, що витікає із закону подібності [8]:

$$\frac{E_n}{E_e} = \frac{M_n}{M_e}, \text{ або } M_n = \frac{M_e}{E_e} \cdot E_n,$$

де E_n і M_n – відповідно ємність ковша і маса екскаватора, який проектується, (м³ і т);

E_e і M_e – ті ж параметри, але для існуючої машини, (м³ і т).

Відношення $\frac{M_e}{E_e}$ (т/м³) і являється коефіцієнтом питомої маси або коефіцієнтом $k_{екс}$, наведеним в табл. 2.1.

По визначеній масі M_n і місткості ковша розраховуються основні геометричні і вагові параметри конструктивних елементів екскаватора, які виходять також з теорії подібності розмірностей

$$\frac{L_n^3}{L_e^3} = \frac{E_n}{E_e}, \text{ або } L_n^3 = \frac{L_e^3}{E_e} \cdot E_n,$$

де L_n і L_e – геометричні розміри конструктивних елементів екскаватора, що проектується та існуючого, м.

Коефіцієнти пропорційності для чотирьох груп екскаваторів наведені в додатку В таблиці В1...В5.

Визначення основних параметрів (геометричних та вагових) по указаній методиці приводяться нижче. Наприклад лінійні розміри визначаються за формулами

$$L_i = k_i \cdot \sqrt[3]{M_{\text{дв}}},$$

де k_i – коефіцієнт пропорційності, м³/т.

Приблизна маса поворотної платформи з механізмами, а також маса стріли з блоками і маса напірного механізму

$$M_i = k_{mi} \cdot M_{\text{дв}}$$

де k_{mi} – коефіцієнти маси для указаних складових визначається в залежності від типа машини (табл. В1).

Лінійні розміри (ширину, довжину, висоту) ковшів механічних лопат і драглайнів можна визначити за приведеними нижче залежностями [9, 15]:

- для механічних лопат:

$$b_{\text{к.л.}} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{E};$$

$$l_{\text{к.л.}} = 0,77 \cdot b_{\text{к.л.}};$$

$$h_{\text{к.л.}} = 0,75 \cdot b_{\text{к.л.}};$$

- для драглайнів:

$$b_{\text{к.д.}} = 1,15 \cdot \sqrt[3]{E \cdot g};$$

$$l_{\text{к.д.}} = 1,2 \cdot b_{\text{к.д.}};$$

$$h_{\text{к.д.}} = 0,65 \cdot b_{\text{к.д.}}.$$

Маса ковшів і маса породи в ковшах екскаваторів:

– для механічних лопат

$$m_{\text{к.л.}} = 1,15 \cdot C_{\text{к.л.}} \cdot E_{\text{л.}},$$

де $C_{\text{к.л.}}$ – коефіцієнт подоби;

– для драглайнів

$$m_{к.д.} = 1,1 \cdot C_{к.д.1} \cdot (C_{к.д.2} + C_{к.д.3} \cdot E) \cdot E^{2/3},$$

де $C_{к.д.1}$ і $C_{к.д.2}$ – коефіцієнти подоби.

Маса породи в ковші

$$m_{п} = \frac{E \cdot \gamma_n}{k_p},$$

де γ_n – щільність гірської породи, т/м³;

k_p – коефіцієнт розпушення породи.

Маса рукояті механічної лопати

$$m_p = C_p \cdot m_k,$$

де C_p – коефіцієнт подібності, для основних типів екскаваторів його значення приведені в таблиці А;

m_k – маса ковша лопати.

Швидкісні характеристики основних механізмів екскаваторів, на які можна орієнтуватися при розрахунках наведені в табл. 2.2 [30].

Таблиця 11.2 – Швидкісні параметри механізмів екскаваторів

Екскаватори	Швидкість, м/с				Частота обертання платформи, об/хв
	Напору $V_{i\ddot{a}i}$	Підйому $V_{i\ddot{z}a}$	Тяги $V_{o\ddot{y}a}$	Пересування V_x	
Будівельні	0,4 – 0,75	0,4 – 0,6	–	0,35 – 0,25	3 – 4
Кар’єрні	0,4 – 0,75	0,6 – 1,0	–	0,165 – 0,125	2,5 – 3,5
Вскришні	0,4 – 0,75	1,0 – 0,6	–	0,165 – 0,125	2,5 – 3,5
Крокуючі (драглайни)	–	2,0 – 3,5	1,4 – 2,6	0,07 – 0,085	1,0 – 1,5

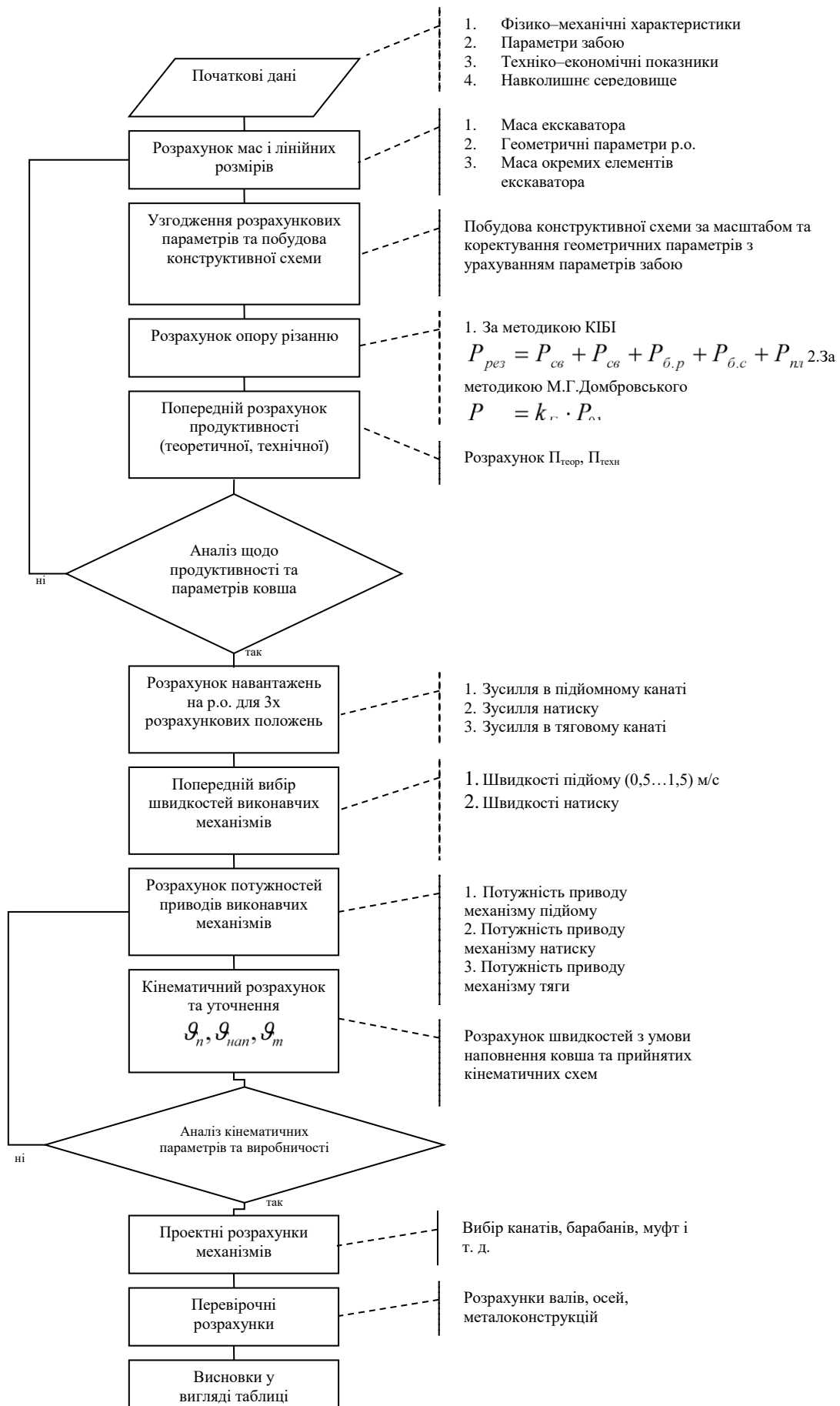


Рисунок 11.1 – Алгоритм загальних розрахунків та виконавчих механізмів одноковшевих екскаваторів

Тема 8. Лекція 12-13 Потужні лопати для розкривання та видобутку корисних копалин. Особливості конструкції і розрахунку параметрів і виконавчих механізмів.

12 Конструкція прямих механічних лопат та розрахунки навантажень і потужності піднімального та напірного механізмів.

Пряма лопата – найпоширеніший тип робочого устаткування одноківшевих екскаваторів. При гнучкій підвісці розрізняють напірні прямі лопати з висувною рукояттю й безнапірні, які найчастіше використовують в універсальних будівельних екскаваторах з ємністю ковша до 1 м³.

Робочий цикл машини складається з послідовних операцій: відділення від масиву ґрунту і його захвата ковшем; перекошу ґрунту при повороті екскаватора в напрямку вивантаження, що сполучається з висуванням або втягуванням рукояті; вивантаження ґрунту при відкритому днищі ковша; зворотного переміщення ковша, здійснюваного сполученням повороту екскаватора з опусканням ковша до підшви вибою й висуванням або втягуванням рукояті.

Напірна пряма лопата з рухливою рукояттю (рисунок 3.1) складається з ковша 10, рукояті 9, стріли 6, піднімального каната або поліспасти 8 і напірного механізму з зубчасто–рейковою передачею 5. Стріла опирається на поворотну платформу за допомогою п'яткового шарніра 1. Через головні блоки 7 піднімальний канат іде до барабана піднімальної лебідки 2. Стріла верхнім кінцем за допомогою поліспасти 3 підвішена до двоногої стійки на платформі екскаватора.

Нерухомою ланкою–стійкою виконавчого механізму є стріла, що у точках O_1 і O_2 утворює обертальні пари з рухомими ланками – головними блоками 7 і напірними шестірнями або блоками. Останні в точці А кінематично пов'язані з деталями рукоятки. Рукоятка із ковшем утворює рухому ланку, тим що у точці В шарнірно з'єднується з піднімальним канатом, який огинає головний блок стріли, починаючи із точки С.

Положення рукояті в сідловому підшипнику 4 дозволяє їй повертатися навколо валу напірного механізму під дією зусилля в піднімальному канаті, а також переміщатися поступально в сідловому підшипнику в результаті дії напірного механізму. Таким чином, механізм має два ступені свободи, необхідні для керування ковшем у процесі копання. Ківш переміщається в результаті складання піднімального й напірного рухів, а ґрунт розробляється просуванням заглибленого в масив ковша.

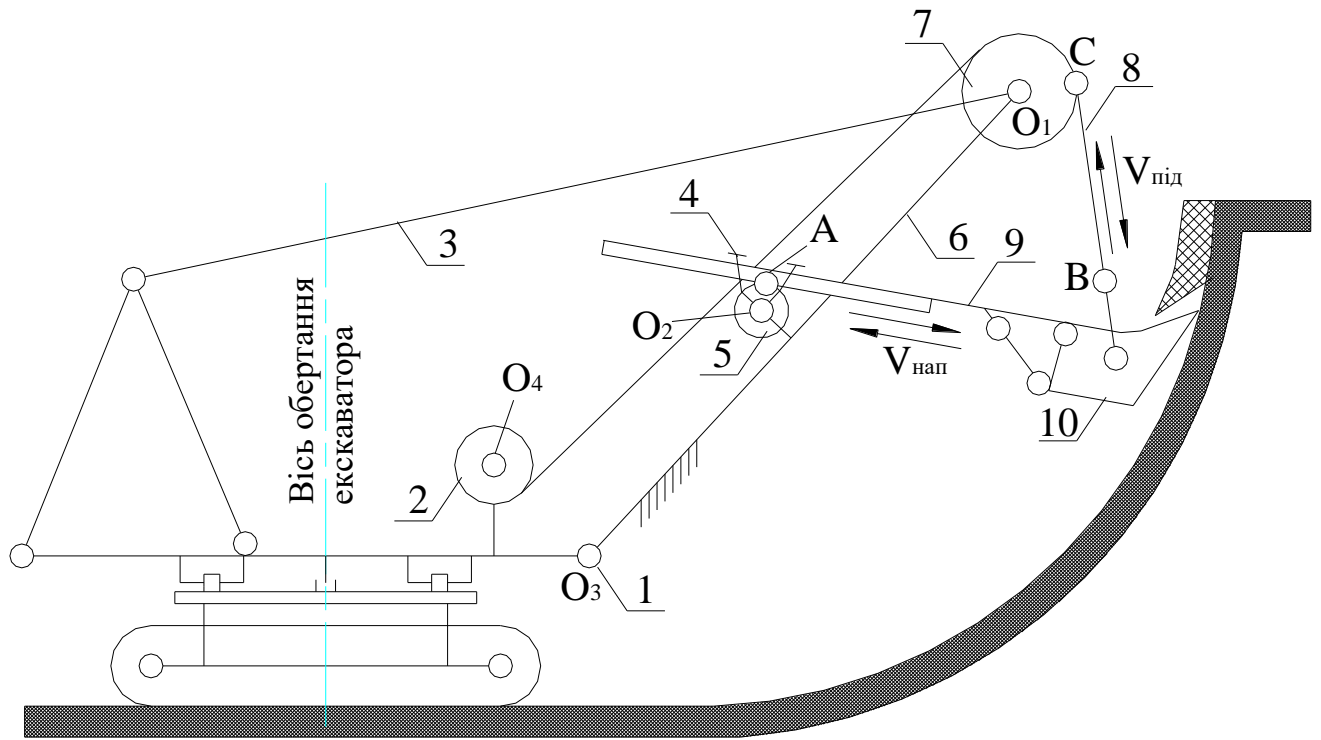
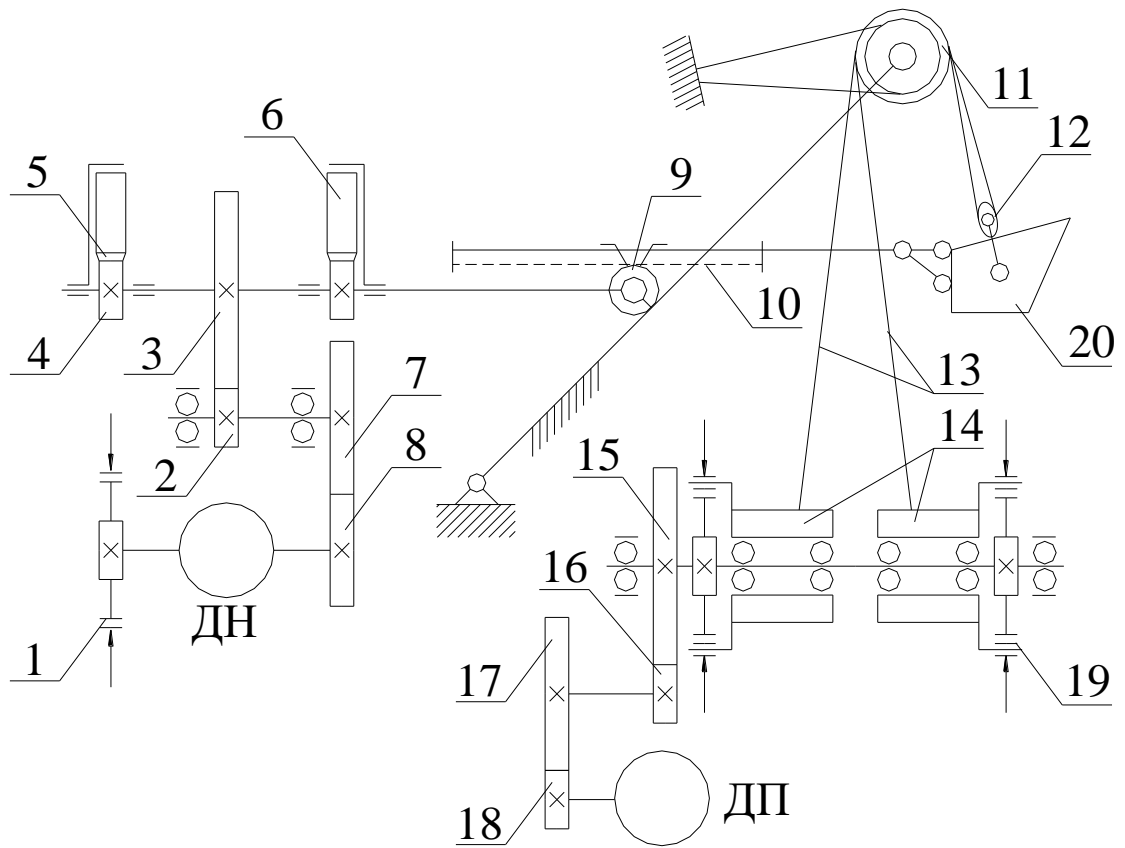


Рисунок 12.1 – Пряма лопата напірна з висувною рукояттю

Рукоять пов'язує ківш зі стрілою і напірним механізмом, надаючи ковшу направленої руху. Конструкція двох балочної рукояті показана на рисунку 3.2. Вона складається з трубчатих балок 1 і оголовка 2. До балок приєднані накладки 3, вздовж яких ковзають повзуни сідлових підшипників. Знизу знаходяться зубчасті рейки 4. З ковшем рукоять з'єднується через кронштейни 5 і тяги.



ДП – двигун постійного струму; ДН – двигун напору

Рисунок 12.2 – Кінематична схема підйомного і напірного механізмів екскаватора

У екскаваторів з канатним механізмом напору (рисунок 3.3) стріла, яку шарнір O_1 ділить на дві частини верхню 2 і нижню 1, підтримуються підвісом 3, та канатами механізму підйому стріли.

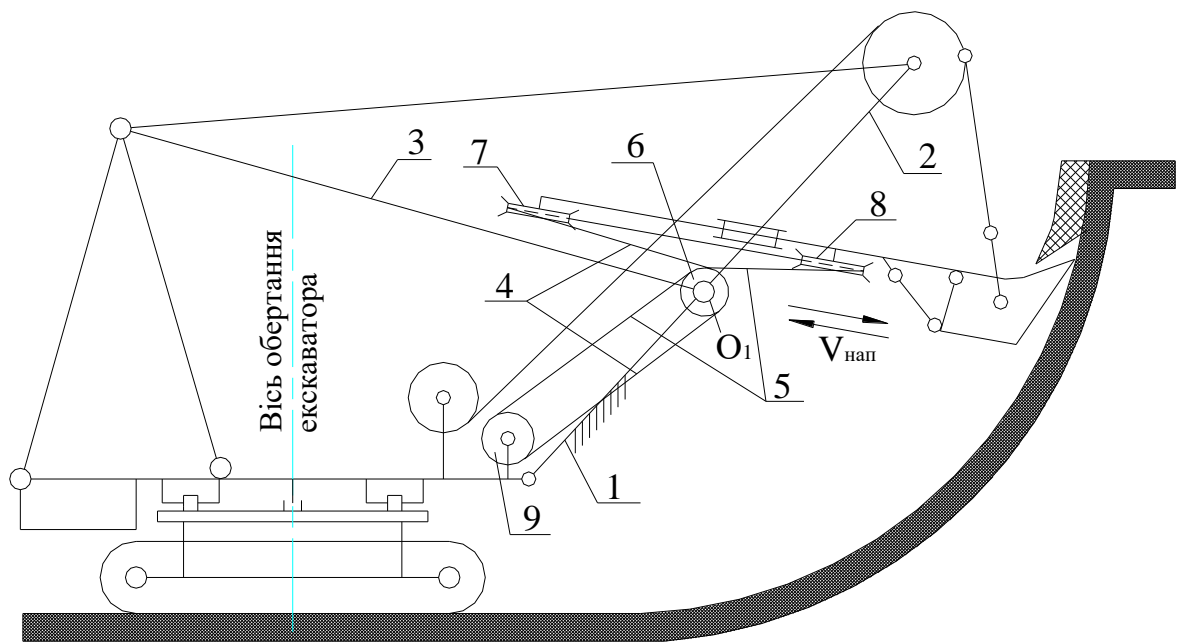
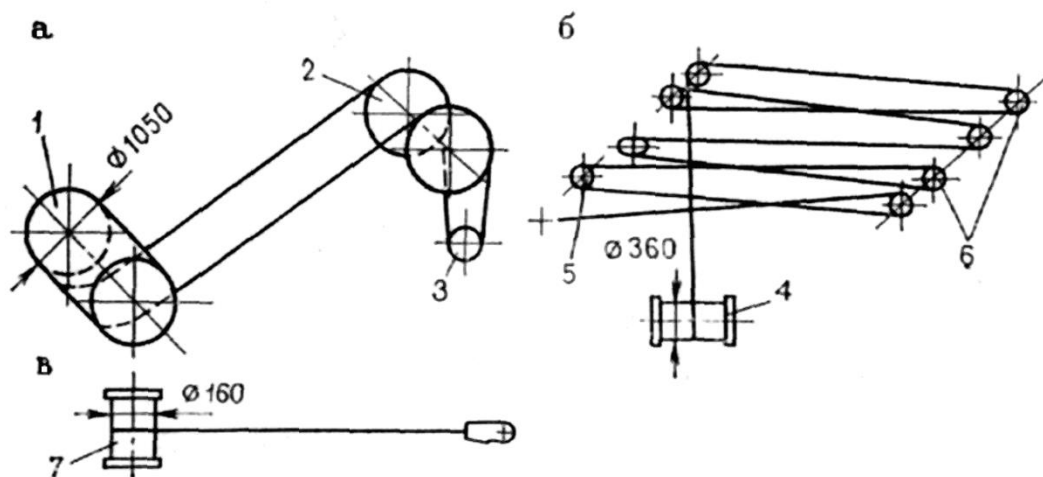


Рисунок 12.3 – Схема канатного механізму напору

Напірна лебідка 9 розташовується на платформі. Висування і повернення рукояті відбувається канатами 4 і 5, які огинають центральні блоки 6, закріплені на вісі O_1 , і напівблоки 7 і 8, закріплені на рукояті.

Зворотна лопата (рисунок 12.3) складається з ковша 10, рукояті 9, стріли 6, тягового 17 і піднімального 8 канатів, передньої стійки 12 із блоком 14, тягового 2 і піднімального 11 барабанів лебідки. Ківш жорстко пов'язаний з рукояттю, з'єднаної зі стрілою шарніром 15. Стріла шарнірно опирається на поворотну платформу.



а — підйому ковша; б — підйому стріли; в — відкриття дна ковша;
 1 — барабан підйомної лебідки; 2 — головні блоки; 3 — вирівнювальний блок ковша; 4 — барабан лебідки підйому стріли; 5 — головні блоки двоногій стійки; 6 — підтримуючі блоки стріли; 7 — барабан механізму відкриття дна ковша

Рисунок 12.4. – Схеми поліспаствів екскаватора ЕКГ–5А

Схема запасовки підйомних канатів механізму підйому зображена на рисунку 3.4. Лебідка механізму підйому ковша зображена на рисунку 3.4 а і включає привідний барабан 1, канат 2 підйому ковша закріплюється одним кінцем на барабані 1, огинає послідовно головний блок 3 на стрілі, зрівноважу вальний блок 3 на стрілі, вирівнювальний блок 5 на ковші, головний блок 4 і закріплюється іншим кінцем на правому барабані 1.

Визначення навантажень на виконавчі механізми слід виконати в такій послідовності: по отриманим результатам геометричних розмірів будують конструктивну схему ОЕ; схему будують для декількох положень ковша в вибої, а саме при горизонтальному та вертикальному положенню рукоятки, та при максимально піднятому ковші над забоєм (кількість положень залежить від точності розрахунків навантажень на механізми натиску і підйому); на схемі прикладають всі зусилля, що діють на робоче обладнання, тобто сили різання, вагу ковша з ґрунтом, рукоятки та інше; за умов рівноваги знаходять навантаження, що діють на механізми натиску і підйому ковша. В основу приведеної методики положено методики, які використовуються на ЗАТ НКМЗ, та розроблені в МДГТУ під редакцією проф. Подерні Р.Ю. та ХНАДУ під редакцією проф. Холодова А.Н. [7,9].

Для визначення навантажень піднімального і напірного механізмів будують схеми розрахункових положень робочого устаткування екскаватор.

Зусилля, що виникає у піднімальному канаті, яким обумовлюється навантаження двигуна піднімального механізму при копанні, у загальному вигляді визначається із співвідношення

$$\sum M_{o_1} = 0; P_{1n} \cdot l_1 + P_{k.n} \cdot l_{1k} \cdot \cos \alpha + P_p \cdot l_p \cdot \cos \alpha - P_{n.е.} \cdot l_n \cdot \sin \beta = 0;$$

$$P_{i.е.} = \frac{P_{1n} l_1 + P_{e.i} \cdot l_{12} \cos \alpha + P_p l_p \cos \alpha}{l_i \sin \beta},$$

де l_1, l_e, l_d, l_i – довжини пліч прикладення сил щодо осі напірного вала, м;

β – кут між піднімальним канатом і рукояттю, град.;

α – кут між рукояттю і горизонтальною лінією, град.;

$P_{e.i.}$ – вага ковша з породою, кН;

P_d – вага рукояті, кН.

Опір породи копанню, кН.

$$D_{1n} = k_F b_{e.e.} \tilde{n} \cdot 10^3,$$

де k_F – питомий опір породи копанню, обумовлений у залежності від характеру породи, Н/см²;

$b_{\hat{e}.\hat{e}}$ – ширина ковша, см;

c – товщина стружки породи, що знімається, обумовлена з умови заповнення повного обсягу ковша на шляху, рівному висоті вибою, см.

Вага ковша з породою і вага рукояті

$$G_{\hat{e}+\hat{i}} = g(m_{\hat{e}} + m_{\hat{i}}) \cdot 10^2 = g(m_{\hat{e}} + \frac{\dot{A}\gamma_{\hat{i}}}{k_{\hat{\delta}}}) \cdot 10^2;$$

$$G_{\hat{\delta}} = gm_{\hat{\delta}} \cdot 10^2,$$

де $m_{\hat{e}}$, $m_{\hat{\delta}}$ – маси ковша і рукояті, т;

Зусилля, що виникає в напірному механізмі при копанні, обумовлюється силами, що діють уздовж осі рукояті. До них відносяться стискальні зусилля породи P_{1r} , зусилля в піднімальному канаті $P'_{\hat{i}.\hat{e}}$ і складові ваг рукояті і ковша з породою, рівні відповідно $P_{\hat{\delta}} \cdot \sin \alpha$ і $P_{\hat{e}+\hat{i}} \cdot \sin \alpha$.

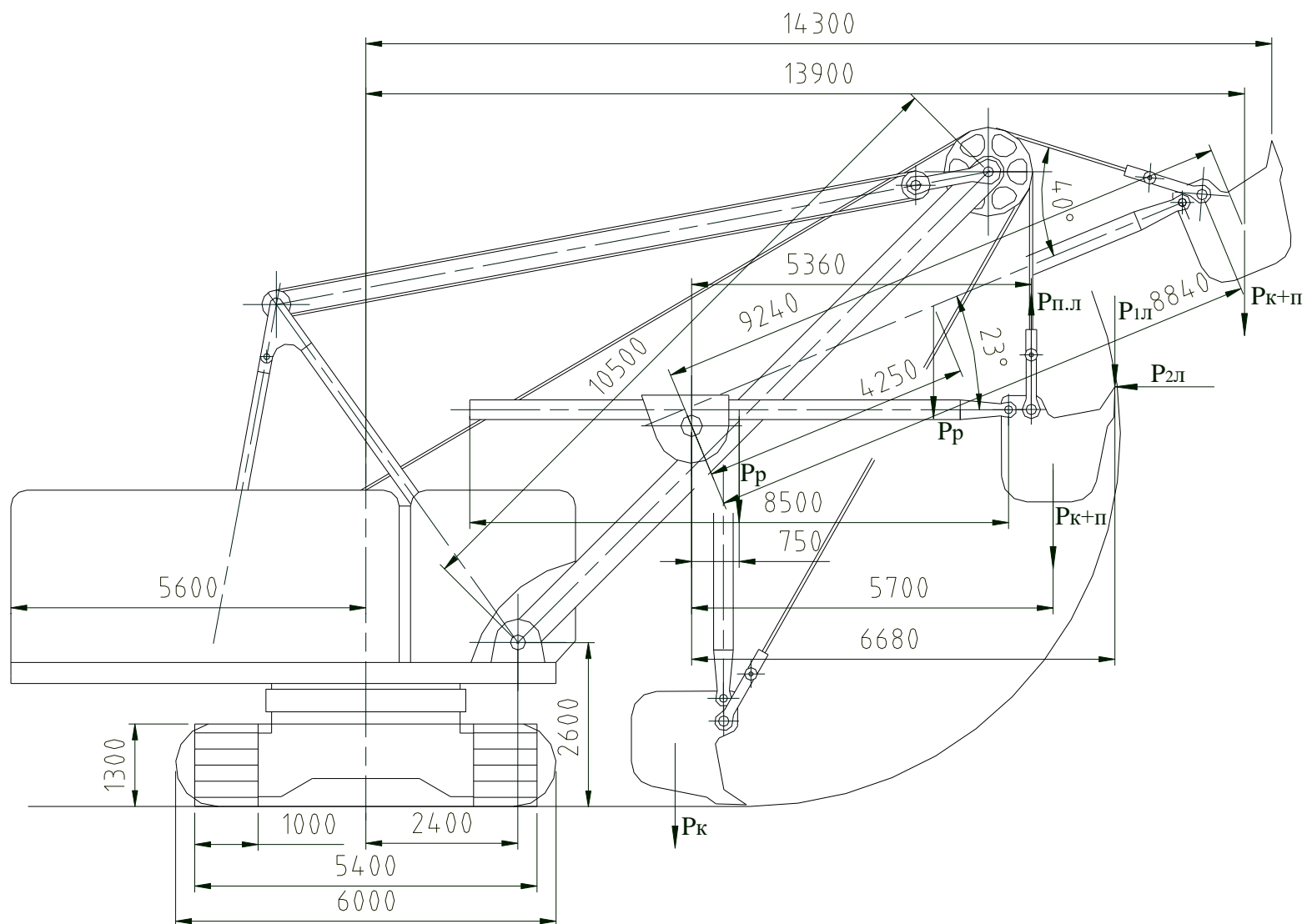


Рисунок 12.5 – Розрахункова схема прямої механічної лопати на прикладі кар’єрного екскаватора ЕКГ – 5Н

ЗАТ „НКМЗ” (Україна)

У загальному випадку, при різних положеннях рукояті ковша під час копання, зусилля в напірному механізмі

$$\sum F_x = 0; \quad P_{O_2} + P_n \cdot \cos\beta \pm G_{\hat{e}+\hat{i}} \cdot \sin\alpha \pm G_p \cdot \sin\alpha - P_{\hat{i}} = 0;$$

$$P_H = P_{O_2} + P_n \cdot \cos\beta \pm P_{\hat{e}+\hat{i}} \cdot \sin\alpha \pm P_{\hat{\delta}} \cdot \sin\alpha - P_H = 0;$$

Зусилля в піднімальному і напірному механізмах, що відповідають вертикальному положенню піднімального каната $\beta=90^\circ$ і горизонтальному положенню рукояті $\alpha=0^\circ$ (рисунок 3.5), заведено брати за розрахункові максимальні при визначенні потужності двигуна за час копання. Тому в розрахунках при визначенні зусилля в піднімальному і напірному механізмах за час копання при $\beta=90^\circ, \alpha=0^\circ$

$$P_{\hat{i}} = \frac{P_1 \cdot l_1 + P_{\hat{e}+\hat{i}} \cdot l_{\hat{e}} + P'_p \cdot l_p}{l_n},$$

$$P_H = N,$$

де $l_1, l_{\hat{e}}, l_{\hat{\delta}}, l_{\hat{i}}$ – довжини пліч (рисунок 12.5).

З урахуванням наповнення породою ковша

$$P_H = K_{\hat{e}} \cdot P_1 = (0,5 \dots 1,05) \cdot P_1.$$

Зусилля, що виникає в піднімальному механізмі при повороті платформи на розвантаження, визначають з рівняння моментів, створюваних вагою ковша з породою і вагою рукояті щодо осі напірного вала:

$$\sum M''_{O_1} = 0;$$

$$P'_{\hat{i}} = \frac{P_{\hat{e}+\hat{a}} \cdot l'_{\hat{e}} \cdot \cos\alpha + P_p \cdot l'_p \cdot \cos\alpha}{l'_n \cdot \sin\beta},$$

де l'_k, l'_p, l'_n – довжини пліч при верхньому положення ковша, м (рисунок 12.5).

Зусилля в напірному механізмі

$$P'_H = P'_n \cdot \cos\beta + P_{\hat{E}+\hat{A}} \cdot \sin\alpha + P_p \cdot \sin\alpha,$$

де P'_n – зусилля в піднімальному механізмі, кН.

При поверненні платформи з порожнім ковшем у вибій зусилля в піднімальному механізмі визначається з рівняння моментів, створюваних вагою ковша без породи і вагою рукояті:

$$\sum M_{O_1} = 0;$$

$$P_n'' = \frac{P_n \cdot l' \cdot \cos \alpha + P_p \cdot l' \cdot \cos \alpha}{l_n' \cdot \sin \beta}.$$

Зусилля в напірному механізмі визначається вагою ковша і рукояті

$$P_n'' = P_K + P_P.$$

13 Визначення потужності двигунів піднімального і натискного механізмів

Визначення потужності двигунів піднімального і натискного механізмів можна вести по двом методикам: класичній, коли знаходять максимальні навантаження на виконавчі механізми, задаються номінальними швидкостями та визначають максимальну потужність двигуна; або за методикою МГТУ [4, 5, 6] за якою визначається середньо вагова потужність двигуна, тобто визначається потужність двигуна при навантаженнях в кожній складовій циклу, а потім знаходиться потужність двигуна для кожної складової циклу з урахуванням зміни швидкостей і на заключному етапі знаходиться середньо вагова потужність за залежностями [4]:

$$N_{\bar{n}\bar{a}} = \sum_1^{n_0} N_i \cdot t_i \left(\sum_1^{n_0} t_i \right)^{-1},$$

де $\sum_1^{n_0} t_i = t_{\bar{\sigma}}$ – тривалість роботи механізму за один цикл, с;

N_i – потужність двигуна за окремі складові часу протягом циклу, кВт.

Потужність двигуна піднімального механізму під час копання породи

$$N_{\bar{v}} = \frac{P_{\bar{v}} \cdot V_{\bar{v}\bar{a}}}{\eta_{\bar{v},\bar{a}} \cdot 10^3},$$

де $P_{\bar{v}}$ – зусилля в піднімальному механізмі при копанні, Н;

$V_{\bar{v}\bar{a}}$ – номінальна швидкість переміщення піднімального каната, м/с;

$\eta_{\bar{v},\bar{a}} = 0,8 \dots 0,85$ – ККД піднімального механізму.

Швидкісні параметри механізмів одноківшових екскаваторів наведені в таблиці 13.2.

Деякі вихідні дані, або коефіцієнти для їх розрахунків наведені в додатку Б.

Потужність двигуна піднімального механізму при повороті платформи на розвантаження

$$N_n = (0,1...0,3) \frac{V'_{i\ddot{a}} \cdot P'_n}{\eta_{i.i} \cdot 10^3},$$

де P'_n – зусилля в піднімальному механізмі при повороті платформи на розвантаження, Н;

$V'_{i\ddot{a}}$ – швидкість піднімального каната, м/с.

Середня швидкість переміщення піднімального каната при повороті платформи на розвантаження, відповідає повзучим частотам обертання двигуна, $(0,1...0,3) \cdot v_n$.

Потужність двигуна піднімального механізму при повороті платформи з порожнім ковшем у вибій

$$N''_n = (1,1...1,3) \frac{V''_{i\ddot{a}} \cdot P''_n}{\eta_{i.i} \cdot 10^3},$$

де P''_n – зусилля в піднімальному механізмі при повороті платформи з порожнім ковшем у вибій, Н;

$V''_{i\ddot{a}}$ – швидкість піднімального каната при опусканні ковша, м/с.

При повороті платформи і спуску порожнього ковша у вибій схемою управління приводом піднімального механізму забезпечується ослаблення поля навантаження двигуна. При цьому частота обертання двигуна збільшується на 10...30%, що відповідає розрахунковій швидкості переміщення піднімального каната.

Середньозважена потужність двигуна піднімального механізму

$$N_{n(\bar{n}.c)} = \frac{N_n \cdot t_k + N'_n \cdot t_\delta + N''_n \cdot t_\zeta}{\dot{O}_\delta},$$

де t_k – час копання, с;

t_δ і t_ζ – час повороту платформи на розвантаження і з порожнім ковшем у вибій, с;

T_δ – час циклу екскаватора, с.

Потужність двигуна натискного механізму, що необхідна для копання ґрунту

$$N_H = \frac{V_{i\ddot{a}} \cdot D_f}{\eta_{i.i} \cdot 10^3},$$

де P_H – зусилля, необхідне для копання ґрунту, Н;

v_n – швидкість переміщення рукоятки, м/с.

$$P_{02} = 0,75 \cdot P_{01} = 0,75 \cdot P_{1n}.$$

Потужність двигуна натискного механізму при повороті платформи на розвантаження

$$N_{H.i.} = \frac{V_{i\ddot{a}} \cdot \mathcal{D}'_i}{\eta_{i.i.} \cdot 10^3},$$

де \mathcal{D}'_i – зусилля в натискному механізмі при повороті платформи на розвантаження, Н.

Потужність двигуна при повороті платформи з порожнім ковшем у вибій при номінальній частоті обертання двигуна

$$N_{H.i.} = \frac{V_{i\ddot{a}} \cdot \mathcal{D}''_i}{\eta_{i.i.} \cdot 10^3},$$

де \mathcal{D}''_i – зусилля в натискному механізмі, Н.

Середньозважена потужність двигуна напірного механізму

$$N_{\bar{n}.c.} = \frac{N_i \cdot t_k + N_{i\ddot{a}} \cdot t_{i\ddot{a}} + N_{i\zeta} \cdot t_{i\zeta}}{\dot{O}_{\ddot{a}}}$$

Потужність механізмів підйому і натиску можна визначити і по максимальним навантаженням, які виникають при копанні ґрунту. Для цього по розрахунковій схемі (рисунок 3.4) визначають максимальні навантаження в період копання ґрунту і по залежностям

$$N_{i(\max)} = P_{i(\max)} \cdot V_{i\ddot{a}} \cdot \eta^{-1} \cdot 10^{-3}$$

$$N_{i(\max)} = P_{i(\max)} \cdot V_{i\ddot{a}\ddot{o}} \cdot \eta^{-1} \cdot 10^{-3}$$

де $P_{i(\max)}$ і $P_{i(\max)}$ – максимальні значення навантажень на підйомний і натискний механізми в період копання, Н.

Для порівняння технічні характеристики та параметри виконавчих механізмів сучасних одноківшових екскаваторів вітчизняного і закордонного виробництва наведено в додатку Б (таблиці Б1...Б6).

Тема 9. Лекція 14-15 Екскаватори драглайни і кранлайни. Обґрунтування параметрів і розрахунок виконавчих механізмів

14 Конструкція екскаваторів драглайнів та розрахунки навантажень і потужності піднімального та тягового механізмів.

Основними особливостями конструкції екскаваторів – драглайнів є те що робочий орган таких машин (ківш) не має жорсткого з'єднання зі стрілою та поворотною платформою, а процес копання ґрунтів забезпечується за допомогою канатів механізму тяги при ослаблених канатах механізму підйому. Загальний вигляд та основні параметри крокуючого екскаватора ЕШ–15.90 виробництва УЗТМ представлено на рисунку 3.6, з якого видно, що екскаватор може виконувати земляні роботи нижче рівня стоянки на глибині до 40м.

При розрахунках механізмів тяги і підйому ковша за вище викладеній методиці [4] необхідно послідовно виконати наступні:

- розрахувати маси і лінійні розміри;
- визначити навантаження на приводи механізмів у різні складові циклу роботи (копання ґрунту, підйом ковша, повороти на розвантаження та на початок копання ґрунту), та швидкості при яких відбуваються основні операції циклу;
- визначити тривалість окремих операцій;
- розрахувати максимальну, або середню вагову потужність привода;
- провести необхідні розрахунки і вибір складових елементів кінематичних схем.

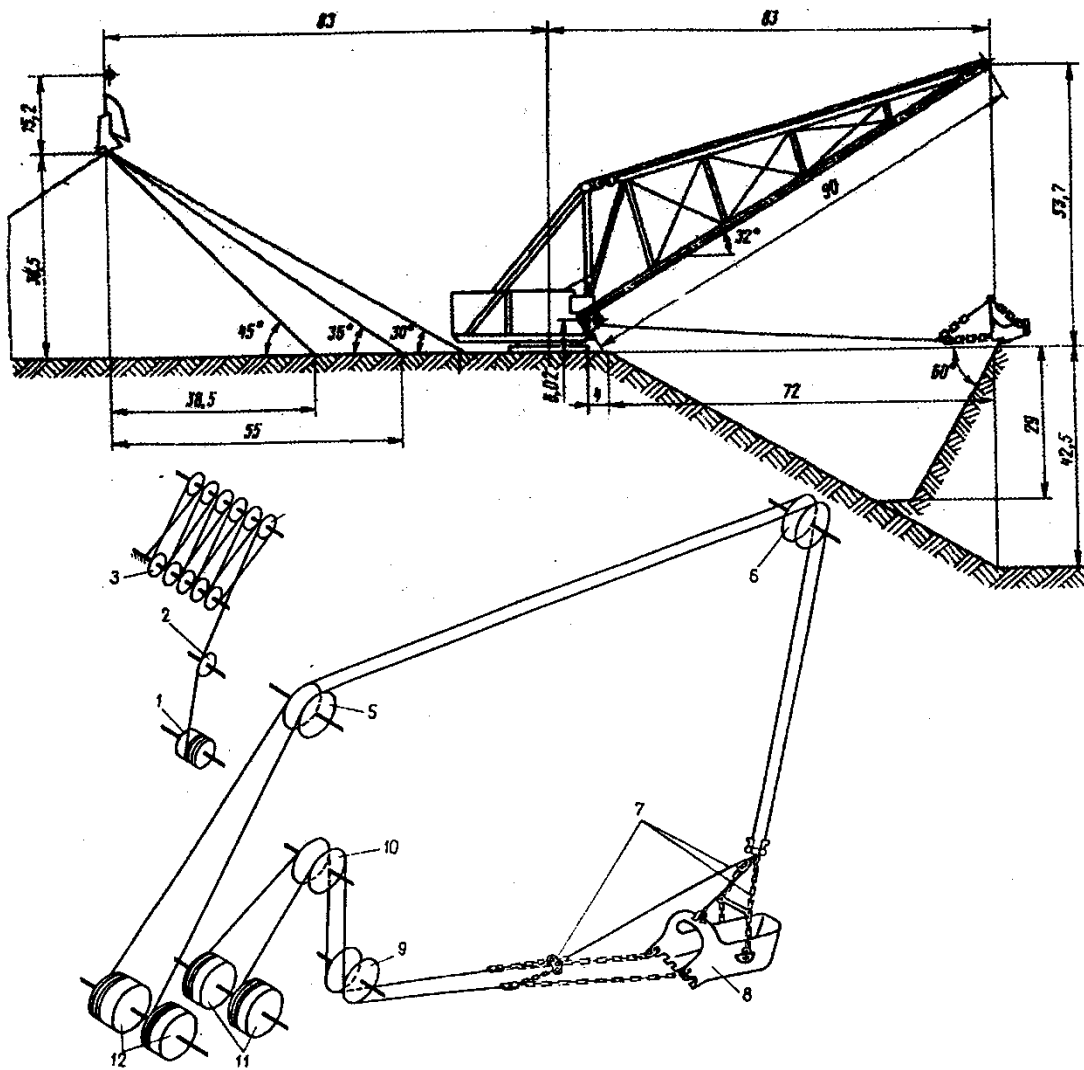
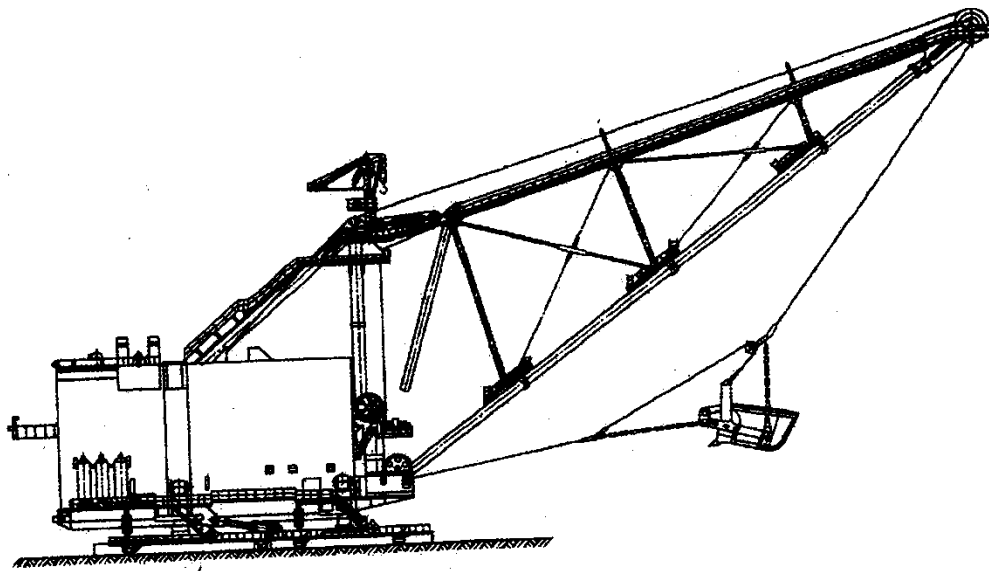
Для визначення навантажень у тягових і піднімальних канатах драглайна можливі кілька розрахункових випадків, найбільш розповсюдженими з яких є:

– для канатів тягового механізму (рис. 3.7)

- ,
- де – опір породи копанню, Н;
- вага ковша з породою, Н;
 - граничний кут укосу, град;
 - коефіцієнт тертя ковша об породу.

Опір породи копанню

- ,
- де – місткість ковша драглайна, м³;
- відношення обсягу призми волочіння до місткості ковша;
 - коефіцієнт опору копанню драглайна;
 - відношення шляху наповнення ковша до довжини ковша;
 - довжина ковша драглайна, м;
 - коефіцієнт розпушення ґрунту;



а – загальний вигляд крокуючого екскаватора-драглайна ЕШ-15-90;
 б – робочі розміри екскаватора; в – схема поліпастів механізмів

Рисунок 14.1 – Крокуючий экскаватор–драглайн ЕШ–15–90

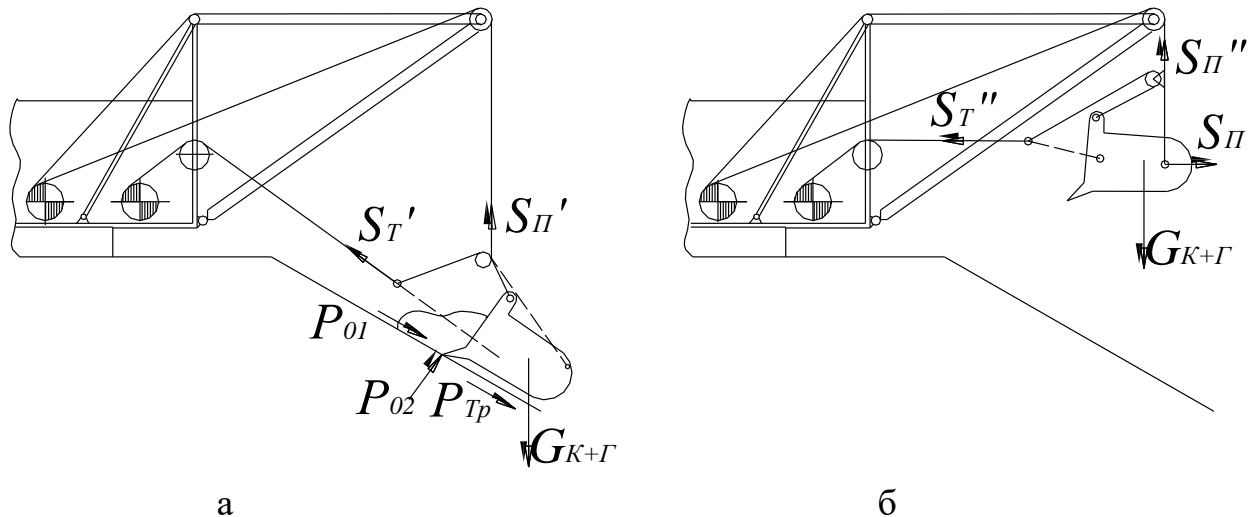


Рисунок 14.2 – Схеми навантаження тягового (S_{δ}) і піднімального (S_{γ}) канатів драглайна при копанні (а) і повороті ковша на розвантаження ґрунтів (б)

– для канатів піднімального механізму найбільш несприятливий випадок може виникнути в момент підйому ковша з ґрунтом, коли зуби ковша заглиблені у міцний ґрунт і в призму волочіння. При цьому максимальне зусилля

$$P_{i(\max)} = k_{\bar{a}} \cdot C_{\bar{e}+i},$$

де $k_{\bar{a}}$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір підйомові ковша внаслідок його заглиблення в ґрунт і підйом ковша з підхопленням,

$$k_{\bar{a}} = 1,3 \dots 1,5.$$

Другий розрахунковий випадок відповідає ситуації, коли ківш із ґрунтом піднятий у повітрі й утримується в положенні, при якому ґрунт із ковша не висипається за допомогою піднімальних і тягових канатів.

У цьому випадку зусилля в піднімальних канатах буде визначатися зусиллям у тягових канатах, тобто буде залежним від величин кутів β і δ . При великих значеннях цих кутів ківш може увійти до зони розтягування канатів, і зусилля в канатах можуть зрости до розривних. Тому цю зону називають також заборонною для ковша зоною. З цих умов кут δ беруть не більш $25 \dots 35^\circ$, а кут β не більш $10 \dots 15^\circ$.

Тоді

$$P_n \cdot \cos \alpha = G_{\kappa+n} \cdot P_m \cdot \sin \beta,$$

звідси

$$P_n = \frac{G_{\hat{e}+i} + D_{\hat{o}} \cdot \sin \beta}{\cos \alpha},$$

або

$$P_n = \frac{G_{\hat{e}+i} (1 + 0,5 \cdot \sin \beta)}{\cos \alpha}.$$

При розрахунку механізмів підйому і тяги ковша спочатку розраховують механізм тяги ковша й одержують розрахункові значення $P_{\hat{o}(\max)}$.

Приблизно беруть

$$P_{\hat{o}(\max)} = 0,8 \cdot P_{\hat{o}(\max)},$$

де $P_{\hat{o}(\max)}$ – максимальне робоче зусилля в тягових канатах, Н.

Потужність двигуна тягового механізму при копанні

$$N'_T = \frac{v_T \cdot P_T}{\eta_{T..м.} \cdot 10^3},$$

де $v_{\hat{o}}$ – номінальна швидкість переміщення тягового каната, м/с;
 $\eta_{\hat{o}.i.}$ – ККД тягового механізму.

При повороті платформи з навантаженим ковшем відбувається ослаблення каната, тому робота тягового механізму відбувається при швидкості

$$v_T = (0,1..0,3)v_n.$$

Потужність двигуна тягового механізму в цей період

$$N''_T = (0,1..0,3) \frac{v_T \cdot P_T}{\eta_{T..м.} \cdot 10^3},$$

де $P_{\hat{o}}$ – зусилля в тяговому канаті при повороті ковша на розвантаження, Н.

$$P_T = \frac{G_{\kappa+n}}{2} + m_{\kappa+n} \cdot \omega_n^2 \cdot L_{роз} \cdot 10^2,$$

де ω_i – частота обертання платформи, с⁻¹;

$L_{роз}$ – максимальний радіус розвантаження, м;

$m_{\kappa+n}$ – маса ковша з породою, Н.

Потужність двигуна піднімального механізму в момент відриву ковша від вибою

$$N'_{II} = \frac{v_{II} \cdot P_{II \max}}{\eta_{II.м.} \cdot 10^3},$$

де v_{II} – швидкість піднімального каната, м/с;
 $\eta_{II.м.}$ – ККД механізму підйому ковша.

Потужність двигуна механізму підйому при повороті ковша на розвантаження і завантаження:

$$N''_{II} = \frac{v_{II} \cdot G_{к+n}(0,1..0,3)}{\eta_{II.м.} \cdot 10^3};$$

$$N''_{II} = (1,1..1,3) \frac{v_{II} \cdot G_{к}}{\eta_{II.м.} \cdot 10^3}.$$

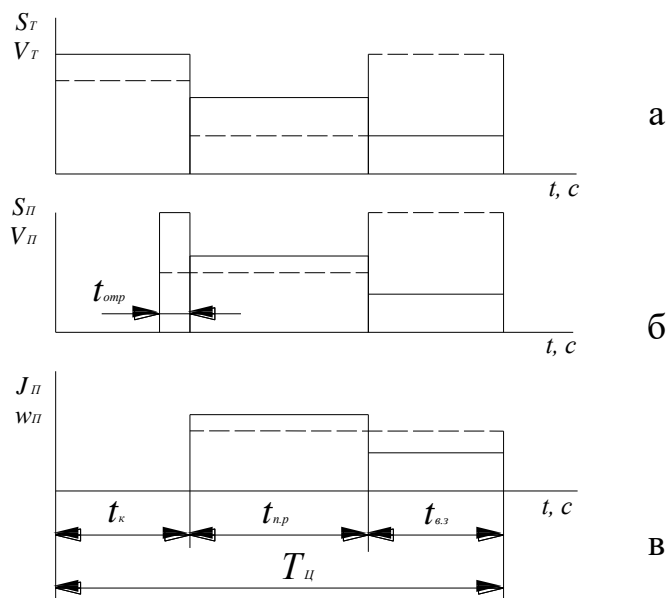
Цикл роботи T_{θ} екскаваторів з устаткуванням драглайна можна розбити на наступні періоди:

- час копання $t_{к.д.} = 0,3T_{ц}$;
- час повороту платформи на розвантаження $t_{i.д.}$ і у вибій $t_{i.а.}$ приблизно дорівнює

$$t_{n.р.} = t_{n.в.} = 0,3T_{ц}.$$

Час відриву ковша від вибою $t_{\theta} = 2..3$ с;

Навантажувальні і швидкісні діаграми потужності двигунів тягового і піднімального механізму наведені на рисунку 14.2.



а – тяговий механізм; б – підймальний механізм; в – поворотний механізм

Рисунок 14.2 – Навантажувальні (–) і швидкісні (—) діаграми головних механізмів драглайна по М.М. Чулкову

Середньозважені потужності двигунів механізмів тяги і підйому ковша:

$$N_{T(с.зв.)} = \frac{0,3N_T \cdot T_{у.д.} + 0,35N_T'' \cdot T_{у.д.}}{0,3T_{у.д.} + 0,35T_{у.д.}};$$

$$N_{II(с.зв.)} = \frac{N'_{II} \cdot t_{е} + N'_{II} \cdot t_{н.д.} + N_{II} \cdot t_{н.в.}}{t_{е} + t_{н.р.} + t_{н.в.}}.$$

За отриманими значеннями вибираються електродвигуни за найближчими більшими значеннями потужності (табл. 3.2).

Потужність механізмів підйому і натиску можна визначити і по максимальним навантаженням, які виникають при копанні ґрунту. Для цього по розрахунковій схемі (рисунок 3.7) визначають максимальні навантаження в період копання ґрунту і по залежностям

$$N_{i(\max)} = P_{i(\max)} \cdot V_{i^3ä} \cdot \eta^{-1} \cdot 10^{-3}$$

$$N_{i(\max)} = P_{i(\max)} \cdot V_{i\grave{a}\grave{o}} \cdot \eta^{-1} \cdot 10^{-3}$$

де $P_{i(\max)}$ і $P_{i(\max)}$ – максимальні значення навантажень на підйомний і натискний механізми в період копання, Н.

Таблиця 14.1 – Характеристика деяких типів двигунів постійного струму, що застосовуються на приводах виконавчих механізмів екскаватора

Тип або марка Двигуна	Потужність двигуна, кВт	Напруга, В	Частота обертання, об/хв
МПЭ 11–14/4	280	490	850
МПЭ 11–14/7	290	400	800
МПЭ–400–900–У3	450	440	900
ДПЭ–82А	190	270	740
ДПЭ–72	100	350	750
ПЭ–134–4до	350	450	900
МП 735–750	540	330	730

Передатне число механічних передач привода

$$i_{i\dot{a}\ddot{o}} = \frac{n_{\dot{a}}}{n_{\ddot{o}}},$$

де $n_{\dot{a}}$, $n_{\ddot{o}}$ – частота обертання вала двигуна і барабана, хв^{-1} .

$$n_{\dot{a}} = \frac{60v_{\dot{o}}}{D_{\dot{a}}},$$

де $D_{\dot{a}}$ – діаметр барабана, припускається попередньо, а потім уточнюється, м.

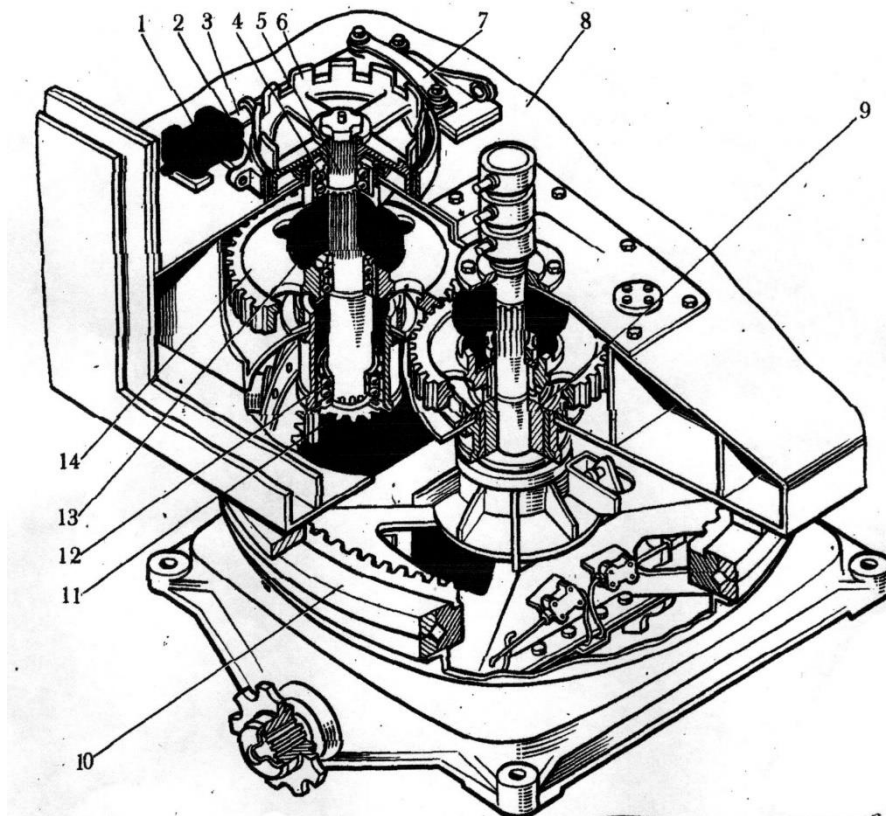
За передатним числом механізму розробляється кінематична схема привода і редуктора. При цьому можна користуватися існуючими схемами механізмів підйому і тяги ковша драглайна.

15 Визначення максимальної та середньовагової потужності приводів механізмів обертання ОЕ

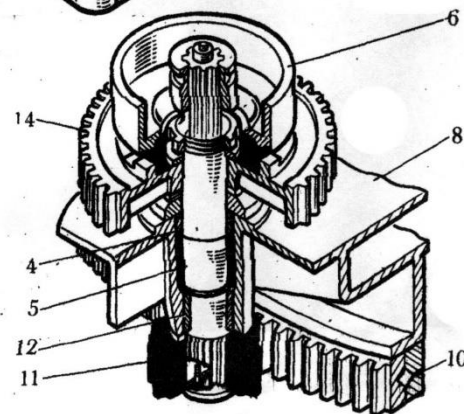
Конструктивне виконання складових елементів поворотного механізму з опорно–поворотним обладнанням може бути різним. Наприклад на рис. 3.9 показано механізм повороту з внутрішнім зубчастим вінцем (а) та зовнішнім зубчастим вінцем (б), кінематичні схеми механізмів потужних одноківшевих екскаваторів (в). Конструкція привода одноківшевого універсального екскаватора включає гальмівну систему (див. рис. 15.1) позиції: 1 – привід, 2, 3 – передатні засоби, 6 – шків гальма, 4, 5 – елементи трансмісії (вали), привід накладок гальма – 7, повороту платформи – 8, складну трансмісію з зубчастими передачами 9 – 14, роликів опорно–поворотне обладнання – 10. У потужних екскаваторів до привода входять, як правило, вертикальні електродвигуни 15, та передатні механізми вертикального виконання 16. Крутний момент, який передається від привода через трансмісію або передатні механізми, передається на вихідну вал–шестерню, яка входить в зачеплення з нерухомим зубчастим вінцем 11 і таким чином забезпечується обертання поворотної частини (платформи) навколо своєї вісі.

В якості опорно–поворотного обладнання використовується стандартне обладнання як і для вантажопідіймальних кранів (роликів або кулькових), а також і спеціальні опорно–поворотні пристрої для потужних екскаваторів, конструкції якого приведені в досить повному обсязі в сучасній літературі [9].

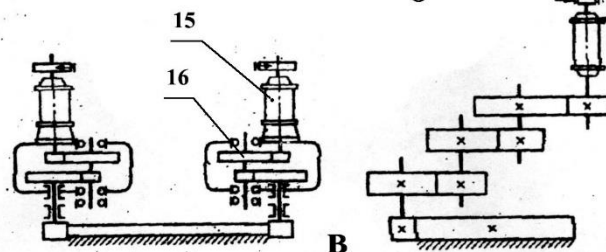
Особливість конструкції поворотного механізму з опорно–поворотним обладнанням потужного екскаватора розглянемо на прикладі ЕКГ–8.



а



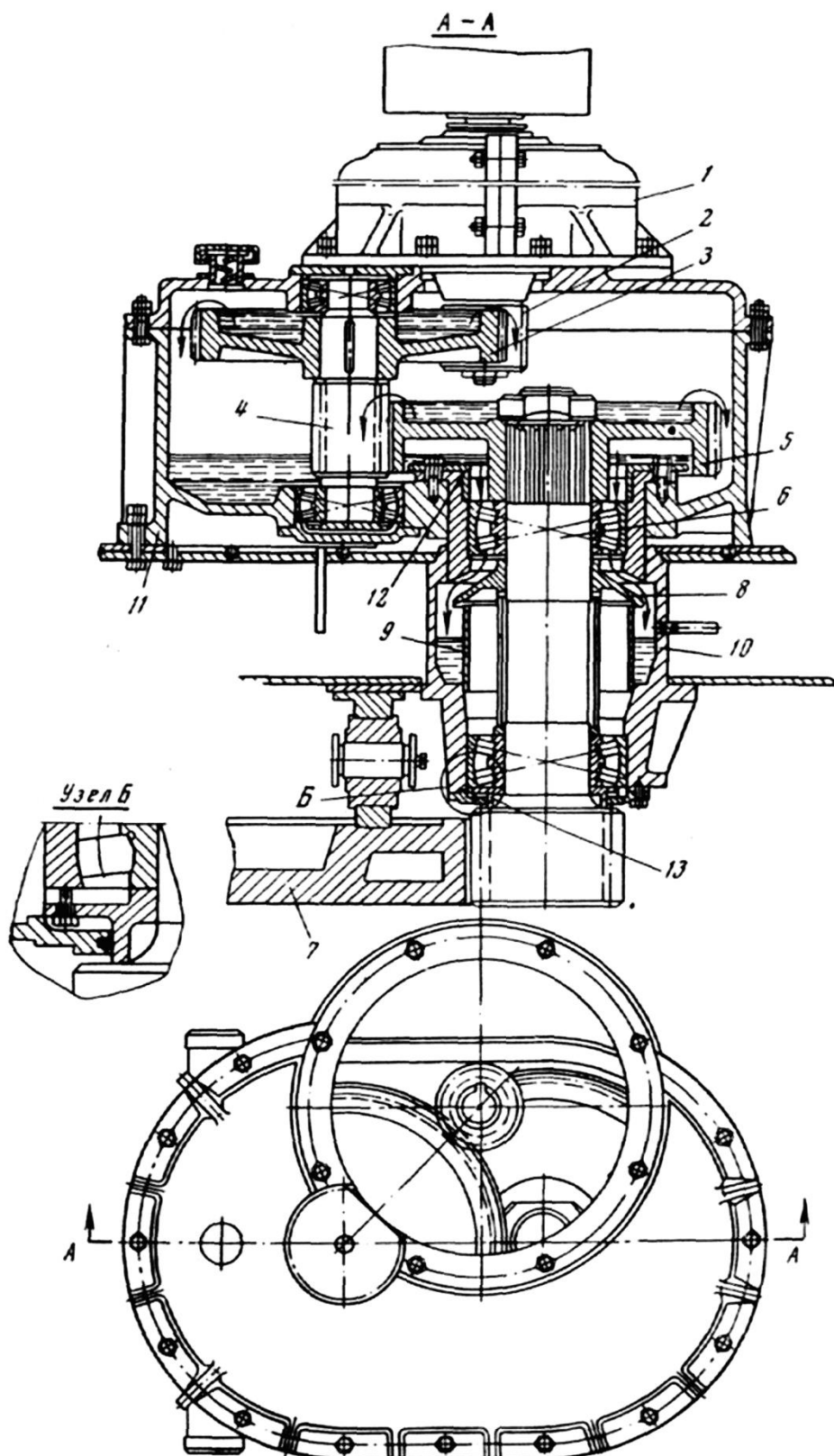
б



в

а – поворотний механізм з внутрішнім зачепленням зубчастого вінця;
 б – поворотний механізм з зовнішнім зачепленням; в – кінематичні схеми

Рисунок 15.1 – Поворотні механізми екскаваторів



1 – электродвигатель; 2 – моторная шестерня; 3 и 5 – зубчатые колеса;
 4 – промежуточный вал–шестерня; 6 – поворотный вал; 7 – зубчатый венец; 8 –
 отбойник; 9 и 10 – сосуды; 11 – корпус редуктора; 12 – стакан; 13 – втулка

Рисунок 15.1 – Поворотный редуктор экскаватора ЕКГ–8

Такий механізм повороту встановлюється жорстко на поворотній платформі за рахунок болтового з'єднання корпуса редуктора 11 з рамою, а поворотна частина обертається відносно вертикальної вісі при передачі крутного моменту від вал – шестерні 6 до зубчастого вінця 7, який жорстко закріплено на нижній (неповоротній) рамі. До складу привода поворотного механізму входить електродвигун 1 вертикального виконання з закріпленими на ньому гальмами та передатний механізм у вигляді редуктора з вертикальним розташуванням валів та зубчастих шестерень 2, 4 та коліс 3, 5. Особливої уваги заслуговує виконання опорної частини вал – шестерні у вигляді стаканів 9, 10, 13 та ущільнень 8, 12, які забезпечують утримання мастил у корпусі редуктора 11 та підшипниках 13. Кількість приводів механізмів повороту залежить від маси поворотної платформи і складає від 2 до 12.

До опорно–поворотного обладнання в потужних екскаваторах, як правило, відносяться катки 14, які встановлені між верхнім 16 та нижнім 15 рейковими кругами. Катки можуть виконуватися як з ребордами, так і без них, між собою вони з'єднуються з допомогою сепаратора, аналогічно як і в роликівих підшипниках.

Тема 10. Лекція 16 Гідравлічні екскаватори, обґрунтування параметрів робочого обладнання і гідравлічних систем

Екскаватори з гідравлічним приводом (рис. 16.1) на сучасному рівні становлять більшу частину однокерованих будівельних екскаваторів. Практика показала, що порівняно з механічними екскаваторами при однаковій потужності двигуна, гідравлічні мають на 20 – 30% меншу металомісткість і значно вищу продуктивність. Пояснюється це меншою металомісткістю гідрооб'ємного привода відносно механічного. Під час роботи гідрооб'ємний привод екскаватора забезпечує примусове переміщення робочого обладнання в будь-якому напрямі із заданими швидкостями, велику кількість основних і допоміжних рухів робочого обладнання, різні кути повороту робочого обладнання, що дає змогу не тільки підвищити продуктивність, а й розширити технологічні можливості. Основні види робочого обладнання однокерованих гідравлічних екскаваторів наведені на рис. 16.2. Схема гідравлічного екскаватора з обладнанням "пряма лопата" наведена на рис. 16.2, а. Робоче обладнання має шарнірно закріплену на поворотній платформі стрілу 2, до якої шарнірно приєднана рукоятка 4. До рукоятки 4 прикріплений ковш 6. Гідроциліндри 1, 3 і 5 повертають всі елементи. Випорожнення ковша відбувається при його повороті.

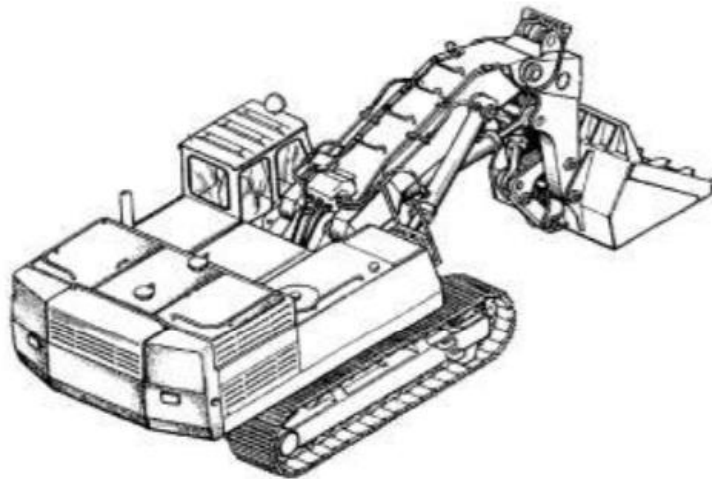


Рисунок 16.1 – Загальний вигляд гідравлічного екскаватора з обладнанням «пряма лопата»

Майже 90% усіх гідравлічних екскаваторів виготовляють з робочим обладнанням "зворотна лопата" (рис. 16.2, б). До стріли 2 шарнірно прикріплюють рукоятку 4, до якої прикріплюють ковш 6. Всі елементи повертають гідроциліндрами 1, 3 і 5. На гідравлічний екскаватор можна встановити й грейферний ківш (рис.12.2, в). Під час розробки він занурюється в ґрунт примусово за допомогою гідроциліндрів робочого обладнання. Це дозволяє розробляти як сипкі так і тверді ґрунти. Стулками ковша 6 керують за допомогою гідро циліндра 7. Коли необхідно забезпечити велике вертикальне переміщення грейферного ковша між рукояткою і ковшом додатково монтують телескопічну штангу (наприклад, при будівництві підземних споруд методом "Стіна в ґрунт").

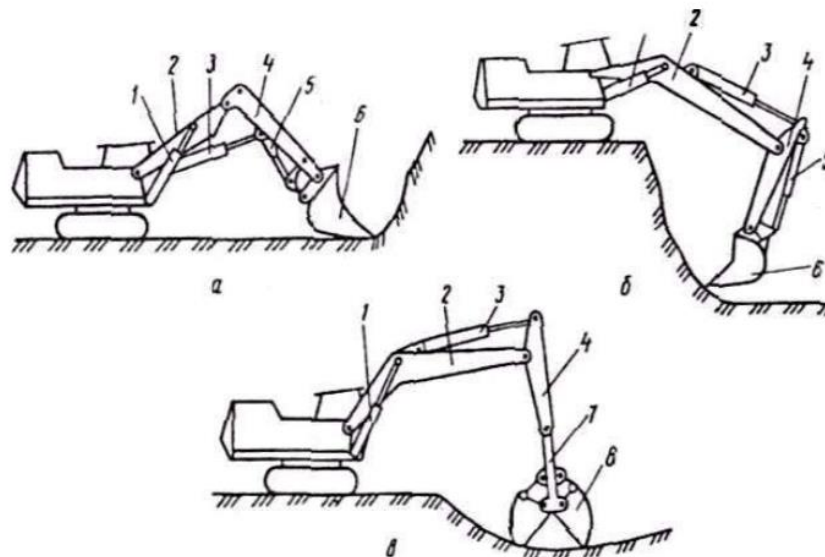


Рисунок 16.2 – Основні види робочого обладнання одноківшевих гідравлічних екскаваторів: а, б – відповідно "пряма" і "зворотна" лопати; в – грейфер; 1 – гідроциліндри піднімання та опускання стріли; 2 – стріла; 3, 5 – гідроциліндри повороту відповідно рукоятки і ковша; 4 – рукоятка; 6 – ківш; 7 – гідроциліндр керування стулками ковша

обладнанням. Такі екскаватори універсальніші, їх можна застосовувати для планування схилів, зачищення дна, стінок котлованів та ін. Конструктивні схеми гідравлічних екскаваторів з обладнанням «зворотна лопата» 3 розмірної групи наведені на рис. 12.3. На поворотній платформі шарнірно прикріплена головна стріла 6, підйом стріли здійснюється гідроциліндрами 11. На рукоятці 8 шарнірно прикріплено ковш 10, він може повертатися гідроциліндром 9. Гідравлічні екскаватори оснащують змінним обладнанням гідро- або пневмомолотів і застосовують такі екскаватори для ущільнення дна котлованів та розробки мерзлих ґрунтів.

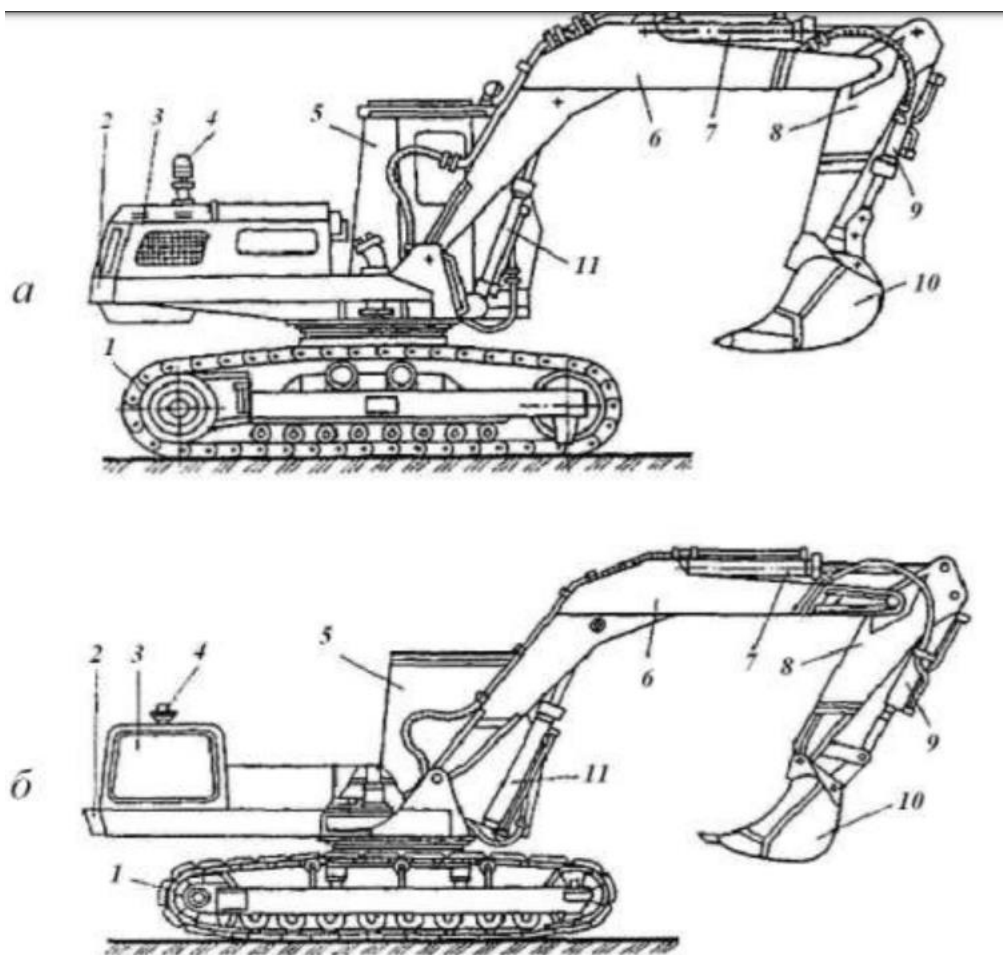


Рисунок 16.3 – Конструктивні схеми гідравлічних гусеничних екскаваторів 3-ї розмірної групи ЭО-3122 (а) і ЭО-3121 (б) з обладнанням зворотня лопата: 1 – ходова теліжка; 2 – поворотна платформа; 3 – капот; 4 – силова установка; 5 – кабіна; 6 – головна стріла; 7, 9, 11 – гідро циліндри рукоятки, ковша і стріли; 8 – рукоятка; 10 – ковш

Тема 11. Лекція 17 Роторні екскаватори. Обґрунтування продуктивності, параметрів і особливості розрахунків робочого устаткування

Вихідними даними для визначення параметрів екскаватора є: експлуатаційна продуктивність, висота й глибина копання, радіус різання, радіус дії відвального конвеєра, горно-геологічні й кліматичні умови.

Для визначення основних параметрів машини й виконання розрахунків на міцність можна рекомендувати наступний порядок робіт:

1. По заданій експлуатаційній продуктивності визначають конструктивну (теоретичну) і технічну продуктивність.
2. По теоретичній продуктивності розраховують ємність ковшів, їх кількість і лінійні габаритні розміри ковшів.
3. Визначають мінімальний діаметр ротора, критичну й фактичну швидкість його й швидкість повороту платформи.
4. Обчислюють довжину стріли ротора й відвального конвеєра і габаритні розміри екскаватора.
5. Визначають продуктивність конвеєра, його ширину, довжину й швидкість.
6. Знаходять попередню масу вузлів екскаватора.
7. Розраховують зусилля, що діє на робочий орган, і по ньому обчислюють потужність.
8. Визначають потужності на переміщення ґрунту конвеєром, поворот екскаватора і його пересування.
9. Обчислюють вихідні навантаження на вузли для розрахунку їх на міцність.
10. Проводять статичний розрахунок і перевіряють машину на: зрівноважування.
11. Виконують розрахунки на міцність.

Вибір числа ковшів, ємності ковша й визначення їхніх лінійних розмірів [4, 9, 13]

При виборі числа ковшів на роторі враховують:

1. Мінімальні коливання навантаження в процесі експлуатації.
2. Ємність ковша й міцність ґрунту.
3. Умови для повного розвантаження ковшів.
4. Скорочення витрати енергії на екскавацію.
5. Гравітаційне розвантаження ковшів.

Число ковшів звичайно приймають залежно від продуктивності; для розробки м'яких порід ця залежність має вид: [4]

$$z_k = 6 + 0,08\sqrt{P_0}, \quad (17.1)$$

де P_0 – теоретична продуктивність, м³/год.

Мінімальне число ковшів на роторі перевіряють по відносній висоті стружки $\frac{h_c}{R_p}$ до радіуса ротора. В екскаваторів воно коливається в межах $\frac{h_c}{R_p} = 0,6...1$.

При виборі відносної висоти стружки до радіуса ротора перевагу треба віддавати $\frac{h_c}{R_p} = 1$, при цьому співвідношенні поліпшується рівномірність навантажень на робочому органі й зменшується розмір ковшів [13].

Мінімальне число ковшів на роторі перевіряють по табл. 4.1 (Додаток 1). Відносну висоту стружки h_c приймають рівної:

$$h_c = (0,5...0,6)D_p,$$

де D_p – діаметр ротора, м.

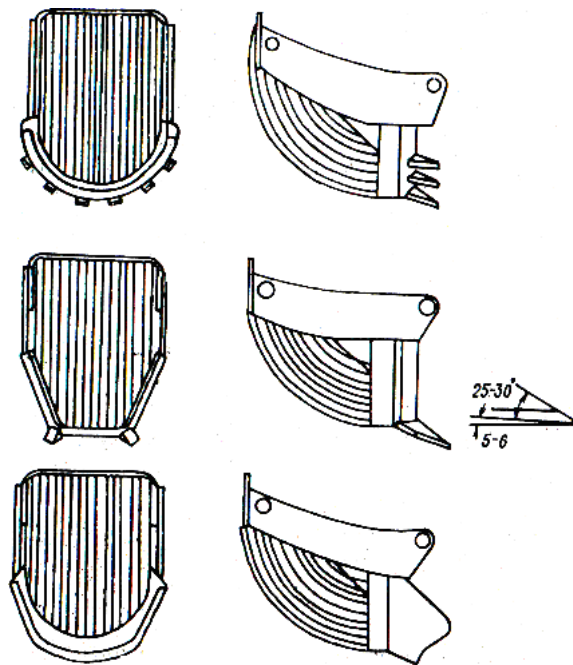
Висота стружки h_c приймається кратної висоті вибою. На діючих екскаваторах з ковшами ємністю 0,2...2,0 м³, призначених для роботи в будь-яких ґрунтах, застосовується 8 ковшів, а більшої ємності – 10.

В табл. 4.2 (Додаток 1) наведене число ковшів на роторних екскаваторах залежно від ємності ковша й ґрунтових умов.

Визначення ємності ковшів і основних розмірів

На роторних екскаваторах застосовуються ковші двох форм: прямокутні й трапецеїдальні (рис. 4.1). Форма ковша визначається протіканням процесу розвантаження, тому що утруднення в повноцінному примусовому очищенні ковша при роботі в ґрузливих і липких ґрунтах змушує застосовувати додаткові пристрої для більш ефективного розвантаження.

Ковші прямокутної форми застосовуються для роботи в м'яких малозв'язних і незв'язних ґрунтах. У всіх інших випадках використовуються ковші трапецеїдальні з нахилом бічних стінок назовні, на кут 20...25°. Кути цього профілю окреслюються радіусом $(0,1...0,2)b_k$. Ковші виконуються звужуваними назад або з козирками, що розширюються до ріжучої крайки. (рис. 4.2).



а – дугоподібна; б – трапецієподібна; в – пелюсткова ріжуча крайка

Рисунок 17.1 – Форма ковшів і ріжучої крайки

Друга конструкція значно краще, тому що вона усуває ущільнення ґрунту в ковшах внаслідок проходження його по перетину, що звужується.

Бічна частина ріжучої крайки ковша виконується радіальною або похилою вперед під кутом β або назад під кутом β_1 . Нахил бічних крайок ковша сприяє зниженню енергоємності копання, але виступаюча ріжуча крайка викликає великий відкол при роботі в міцних й навіть середніх по міцності ґрунтах. А велика кусковатість ґрунту, що розвантажують, підвищує зношування пристроїв, що перевантажують, стрічки конвеєра і її опор. У меншому ступені відкол утворюють прямокутні й трапецеїдальні ковші з гострими кутами. На рис. 17.3 (а, б, в, г, д, е) представлені типи ковшів, що рекомендуються різними авторами.

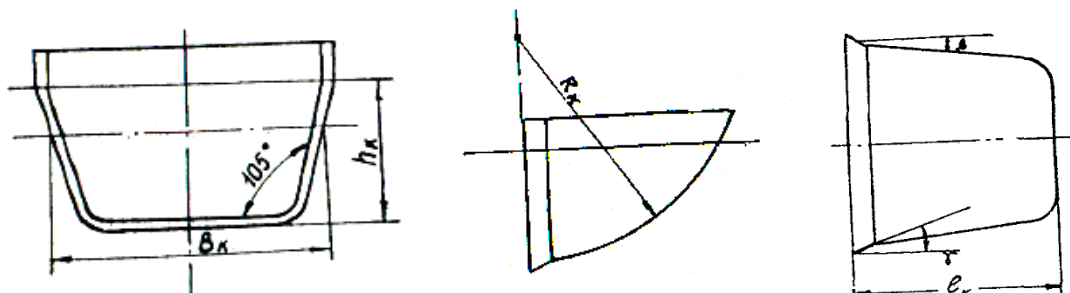


Рисунок 17.3 – Профіль і основні розміри ковша роторного екскаватора

Нахил бічних стінок рекомендується виконувати під кутом (рис. 17.2) β [13]:

$$\beta = \mu + \arctg\left(\frac{D_p \omega^2}{2g \cdot \sin \varphi} + ctg \varphi\right) - \frac{\pi}{2} \quad (17.2)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с;

g – прискорення сили ваги, м/с²;

φ – кут нахилу ковша наприкінці наповнення, відлічуваний від нижнього положення ковша по вертикалі осі ротора;

μ – коефіцієнт тертя ґрунту об ківш;

D_p – діаметр ротора, м.

Практично $\beta = 30 \dots 37^\circ$.

Кутову швидкість ротора обчислюють:

$$\varphi = \frac{\pi n}{30},$$

тут n – число обертів ротора, воно може бути отримано, знаючи лінійну швидкість V_p , значення якої наведено в табл. 17.3.

Днища ковшів, залежно від виду розроблювального ґрунту, виконують твердим або гнучким. Тверде днище застосовують для твердих порід, гнучке – з ланцюгів для розробки липких і грузлих.

Розрахункову ємність ковша визначають по формулі [4, 5]:

$$q = \frac{\pi \Pi_0}{1800 z_k \omega} \quad (17.3)$$

де Π_0 – теоретична продуктивність, м³/год;

ω – кутова швидкість ротора, рад/с;

z_k – кількість ковшів.

Ємність ковша може бути отримана й у залежності від висоти ковша [13]

$$q_k = k_q h_k^3, \quad (17.4)$$

де k_q – коефіцієнт ємності виконаних конструкцій для незв'язних ґрунтів, рекомендується $k_q = 0,8$, середньозв'язних $k_q = 1,0$; грузлих $k_q = 1,25$.

Або із сумарної ємності ковшів, що пов'язана з параметрами ротора залежністю [4, 5, 13]:

$$\Sigma q = 0,0055 D_p^{2,3}. \quad (17.5)$$

Взаємозв'язок між ємністю ковша і його лінійними розмірами представляється вираженням [5]:

$$q_k = k_\phi h_k b_k l_k,$$

де k_ϕ – коефіцієнт форми ковша, що приймають $k_\phi = 0,5 \dots 0,65$;
 h_k – висота ковша.

Розрахункова ємність ковша q рівняється ємності ковша q_k плюс ємність підковшового простору q_{nk} .

$$q = q_k + q_{nk}. \quad (17.6)$$

Частка підковшового простору по даним УкрНИИпроекта змінюється в межах

$$\frac{q_{nk}}{q_k} = 0,25 \dots 1,25.$$

Раціональне співвідношення сумарної ємності ковша з підковшовим простором і розрахункової ємності ковша встановлюється шляхом зіставлення коефіцієнтів розпушування ґрунту (породи) у ковші й на стрічці конвеєра. По даним УкрНИИпроекта, коефіцієнт розпушення в ковші ротора більше, ніж на стрічці конвеєра, $k_{кр} > k_{лк}$ і становить $k_{рк} = 1,42 \dots 1,55$. Раціональне відношення розрахункової ємності ковша до сумарної його ємності й підковшового простору виражається у вигляді:

$$\frac{q}{q_k + q_{nk}} \leq \frac{k_{лк}}{k_{рк}}. \quad (17.7)$$

При підстановці чисельних значень $k_{рк}$ і $k_{лк}$ маємо для екскаваторів з нормальним зусиллям копання

$$q \leq 0,8(q_k + q_{nk}) \quad (17.8)$$

с підвищеним зусиллям копання

$$q \leq 0,85(q_k + q_{nk}) \quad (17.9)$$

Лінійні розміри ковшів визначають, з огляду на особливості процесу розвантаження. Цім вимогам задовольняють ковші з розмірами

$$\frac{h_k + h_{nk}}{b_k} = \frac{h}{b_k} = 0,8 \dots 1,0 \quad (17.10),$$

Але $h = R_p - r = R_p(1 - \alpha)$, де $\alpha = \frac{r}{R_p} = 0,65 \dots 0,75$,

тоді

$$b_k = (1,0 \dots 1,25)(1 - \alpha)R_p, \text{ м}; \quad (17.11)$$

тут R_p – радіус ротора по ріжучій крайці ковша, м;

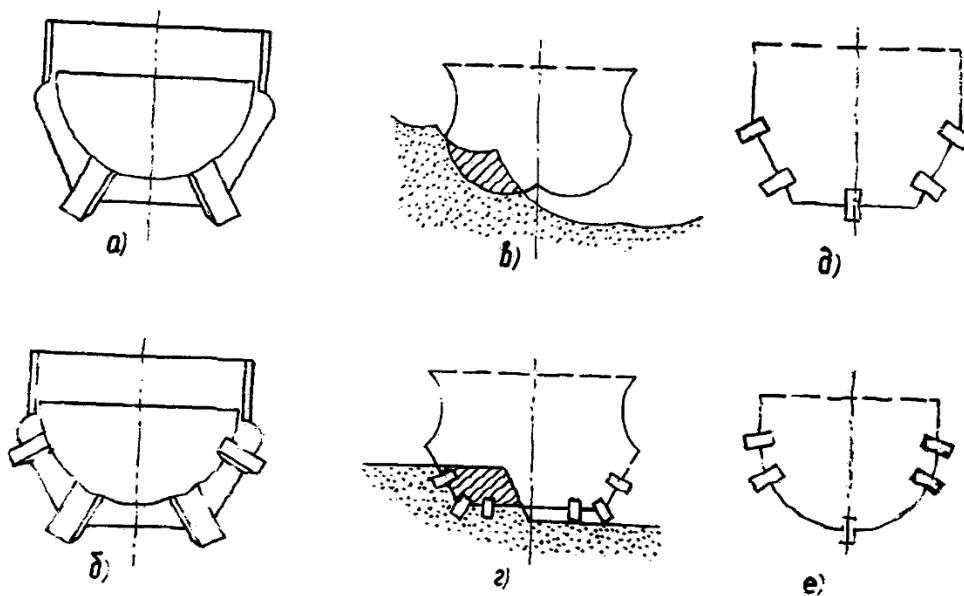
r – радіус ротора по обичайці, м.

Довжина ковша приймається:

$$l_k = (1,0 \dots 1,3)b_k, \quad (17.12)$$

або

$$l_k = (1 \dots 1,6)(1 - \alpha)R_k. \quad (17.13)$$



а, б – ковші напівкруглого обрису; в – пелюсткового типу;
г – трапецеїдальні; д і е – трапецеїдальні й напівкруглого обрису

Рисунок 17.4. – Пропоновані форми ковшів роторних екскаваторів

Кут кінематичного поздовжнього профілю ковша в плані

$$\delta_k = \arctg \frac{V_{n \max}}{60V_{p \min}}, \quad (17.14)$$

де $V_{n \max}$ – максимальна швидкість повороту на зовнішньому радіусі ротора, м/хв.;

$V_{p \min}$ – мінімальна швидкість різання, м/хв.

У виконаних машин $\delta_k = 0,2$ рад.

Розмір поперечного перерізу ковша перевіряють по відповідності його площі стружки (рис. 4.9). Для цього задаються відношенням товщини стружки до ширини $m = \frac{s_0}{b_0}$ для екскаваторів з невисувною стрілою приймають $m = 2,5 \dots 4,0$; з висувною $m = 1,8 \dots 3,0$.

Обсяг однієї стружки, рівний розрахунковій ємності ковша (з урахуванням коефіцієнта розпушування), визначають по формулі:

$q = s_0 b_0 h_c K_p$ у щільному тілі.

Підставивши залежність $m = \frac{s_0}{b_0}$ у формулу (4.3), одержимо [5]

$$s_0 = \sqrt{\frac{q \cdot m}{K_p h_c}} = \sqrt{\frac{\pi I_0}{1800 z \omega K_p h_c}}, \quad (17.15)$$

$$b_0 = \sqrt{\frac{q}{K_p m h_c}} = \sqrt{\frac{\pi I_0}{1800 z \omega m K_p h_c}}, \quad (17.16)$$

де s_0 й b_0 – відповідно максимальна товщина й ширина стружки. Розміри ковша залежно від s_0 ; b_0 будуть відповідно рівні:

$$b_k = (2 \dots 2,5) b_0. \quad (17.17)$$

Висота

$$h_k = (1,3 \dots 1,5) s_0. \quad (17.18)$$

Довжина ковша по дузі приєднання його до ротора

$$l_k = (1,7 \dots 1,9) h_k. \quad (17.19)$$

Ємність ковша

$$q_k = 0,8 b_k h_k l_k, \quad (17.20)$$

де b_k – середня ширина ковша.

Н.Г. Домбровський рекомендує приймати наступне співвідношення між лінійними параметрами ковша: $\frac{h_k}{b_k} = 0,5 \dots 1,1$; $\frac{h_k}{l_k} = 0,5 \dots 1,1$. Низькі ковші зручніші для роботи тонкими, широкими стружками, високі – товстими, вузькими стружками. По даним ДГГ ім. Артема оптимальне значення

$$\frac{h_k}{b_k} = 0,75 \dots 0,85; \quad \frac{h_k}{l_k} = 0,52 \dots 0,59 .$$

При виборі співвідношень можна попередньо рекомендувати $h_k : b_k : l_k$ для дуже грузлих ґрунтів $1:(1,4 \dots 1,5):(1,8 \dots 2,0)$ для середньозв'язних ґрунтів $1:(1,1 \dots 1,2):(1,4 \dots 1,5)$; для незв'язних, сипучих ґрунтів $1:(1,0 \dots 1,1):(1,2 \dots 1,3)$.

Вибір основних параметрів ротора

Ротор є основним вузлом екскаватора. Розміри його визначають всі технічні показники екскаватора: продуктивність, енергоємність, масу й компонування машини. Однак, незважаючи на більшу значимість правильного вибору параметрів ротора, теоретично обґрунтованої методики проектування екскаваторів немає й параметри ротора звичайно вибирають конструктивно, на базі попереднього досвіду.

Правильно обраний діаметр ротора повинен забезпечувати:

1. Задану теоретичну продуктивність;
2. Процес розвантаження ковшів;
3. Необхідність розміщення усередині ротора приймально–живильного пристрою;
4. Можливість відпрацьовування уступу із заданими висотою й кутом укусу;
5. Найменші габаритні розміри й масу ротора зі стрілою.

Діаметр ротора можна визначити двома способами.

Перший спосіб. Ротор розглядається як багатокутник із числом сторін $2z$, довжина сторони дорівнює довжині ковша l_k [4, 5]:

$$l_k = (1,1 \dots 1,6) \sqrt[3]{q_k} , \quad (17.21)$$

де q_k – ємність ковша, м³

Менше значення коефіцієнта приймається для екскаваторів великої ємності ковша. Цей метод припускає довжину міжковшового простору рівній довжині ковша. Однак частіше ця довжина коливається в межах $(0,3 \dots 0,55) T$, при розробці сипучих ґрунтів вона може доходити до $0,20 T$ (де T – крок між ковшами). Вибравши значення

q_k , T и z_k визначають діаметр обичайки D_0 й ротора D_p :

$$D_0 = \frac{z_k \cdot T}{\pi}; \quad D_p = D_0 + 2h_k \quad (17.22)$$

D_p можна обчислити й по формулі

$$D_p = \frac{l_k}{\sin \frac{\pi}{2z_k}}. \quad (17.23)$$

Другий спосіб. УкрНИИпроект і МИСИ рекомендують формули [4, 7, 13]:

$$\text{УкрНИИпроект} \quad D_p = 0,17\sqrt{\Pi_0}; \quad (17.24)$$

$$\text{МИСИ} \quad D_p = (0,26 \dots 0,4) \dot{I}_0^{0,4}.$$

Як у першому, так і другому випадку діаметр ротора не є остаточним, він уточнюється при компонуванні розташованого в ньому встаткування.

Діаметр обичайки залежить від типу прийомного пристрою, розташованого усередині ротора. На екскаваторах малої ємності ковша застосовують тарілчастий живильник, на середній і великій ємностях – барабанний. Живильник установлюють вище вала ротора. (рис. 17.4).

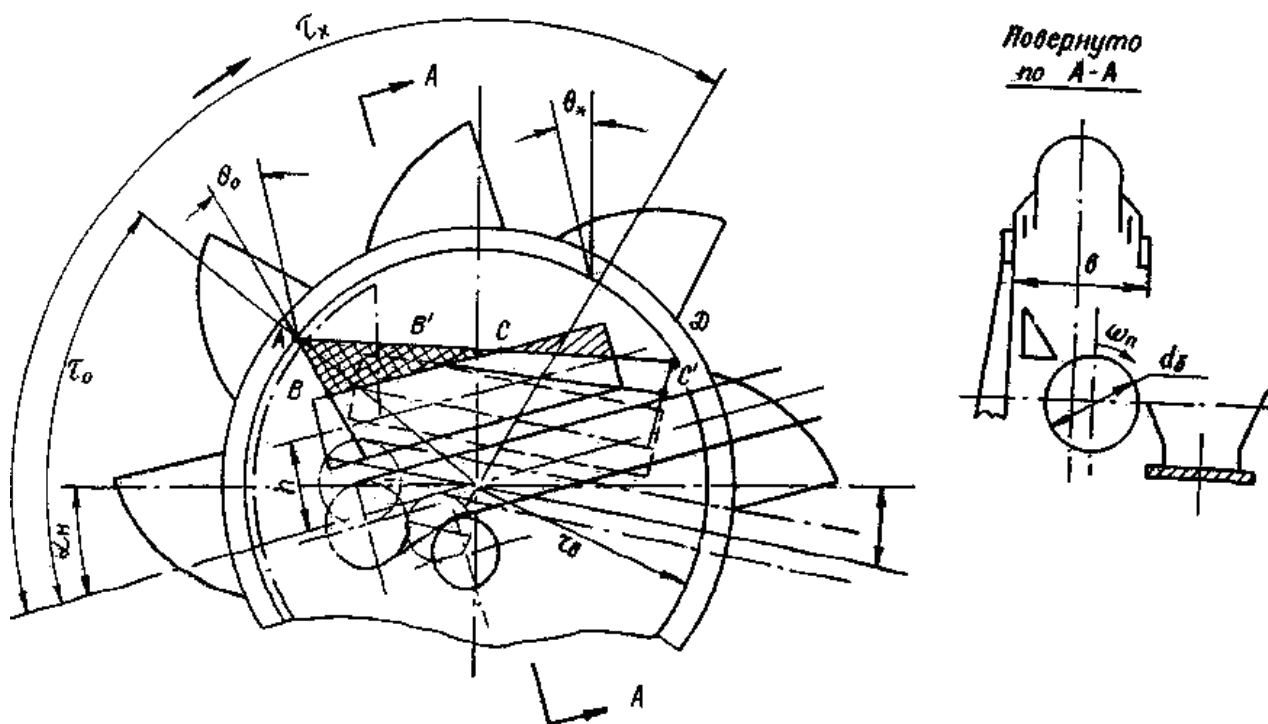
Продуктивність його повинна задовольняти умові

$$\Pi_{II} = \kappa \Pi_0,$$

де Π_0 – максимальна теоретична продуктивність ротора в пухкій масі, м³/год;

κ – коефіцієнт, що характеризує відношення максимальної сумарної витрати ґрунту з ковшів до середньої витрати, що відповідає максимальній продуктивності ротора $\kappa = 1,1 \dots 1,55$ [4, 5].

Для повного розвантаження ковшів необхідно, щоб потік ґрунту, що транспортується живильником не торкався ободу ротора. Припускаючи поверхню ґрунту на живильнику горизонтальною (лінії АС рис. 17.4), одержимо площу перетину потоку F; вона зменшується з нахилом роторної стріли й буде мінімальною в крайньому верхньому, або крайньому нижньому положенні ротора.



суцільними лініями показане нижнє положення ротора, пунктиром – верхнє

Рисунок 17.4 – Розрахункова схема для визначення діаметра обичайки ротора

$$r_b = \frac{1}{2 \sin \tau_0} \left(2h + d_0 + \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_H k \Pi_0}{450 V_0 (1 - \operatorname{tg} \alpha_H \operatorname{tg} \theta_a)}} \right). \quad (17.25)$$

де h – відстань від осі транспортера до живильника, м;

d_0 – діаметр барабана живильника, м;

τ_0 — кут повороту ротора на розвантаження, рівну кутовому кроку, рад;

r_0 – внутрішній радіус обичайки ротора, м;

α_H – нахил стріли відносно до горизонталі $\alpha_H = 25^\circ$;

θ_0 – приймають від 0 до 22° ;

V_0 – швидкість барабана живильника, м/с.

Для верхнього крайнього положення роторної стріли

$$r_b' = \frac{1}{2 \sin \tau_k - 2k_h - k_d} \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_H k \Pi_0}{450 V_0 (1 - \operatorname{tg} \alpha_b \operatorname{tg} \theta_k)}}, \quad (17.26)$$

діаметр барабана живильника

$$d_0 = k_d r_b, \quad (17.27)$$

де k_d – коефіцієнт пропорційності,

$$k_d = \frac{d_a}{r_b} = 0,40 \dots 0,41.$$

Мінімальну відстань між осями ротора й барабана визначають необхідністю розміщення під барабаном вала ротора або його опори, і воно залежить від діаметра барабана

$$h = k_h d_o, \quad (17.28)$$

тут k_h — коефіцієнт, рівний:

$$\frac{h}{r} = k_h = 0,35 \dots 0,4.$$

Визначення діаметра ротора з умови розміщення встаткування екскаватора

Найбільш складним при проектуванні екскаватора є компоновання роторного вузла. Розміщення конвеєра, вузла перевантаження й привода ротора повинне забезпечувати відпрацьовування вибою за заданою технологією, тобто щоб у процесі роботи виступаючі елементи конструкції вузлів не стикались із вибоєм.

Простір для розміщення встаткування екскаватора обмежено площиною ротора й поверхнею бічного уступу $n'-n'$ (рис.17.5) [5, 4]. Розміри його змінюються залежно від кута повороту стріли убік бічного уступу.

У площині, паралельній підшві вибою, такою характеристикою є кут φ_3 (рис. 5, а). В іншій площині (рис. 17.5, г) таким перетином буде крива $k-k$ (при відпрацьовуванні блоку вертикальними стружками або кут δ при відпрацьовуванні блоку горизонтальними стружками).

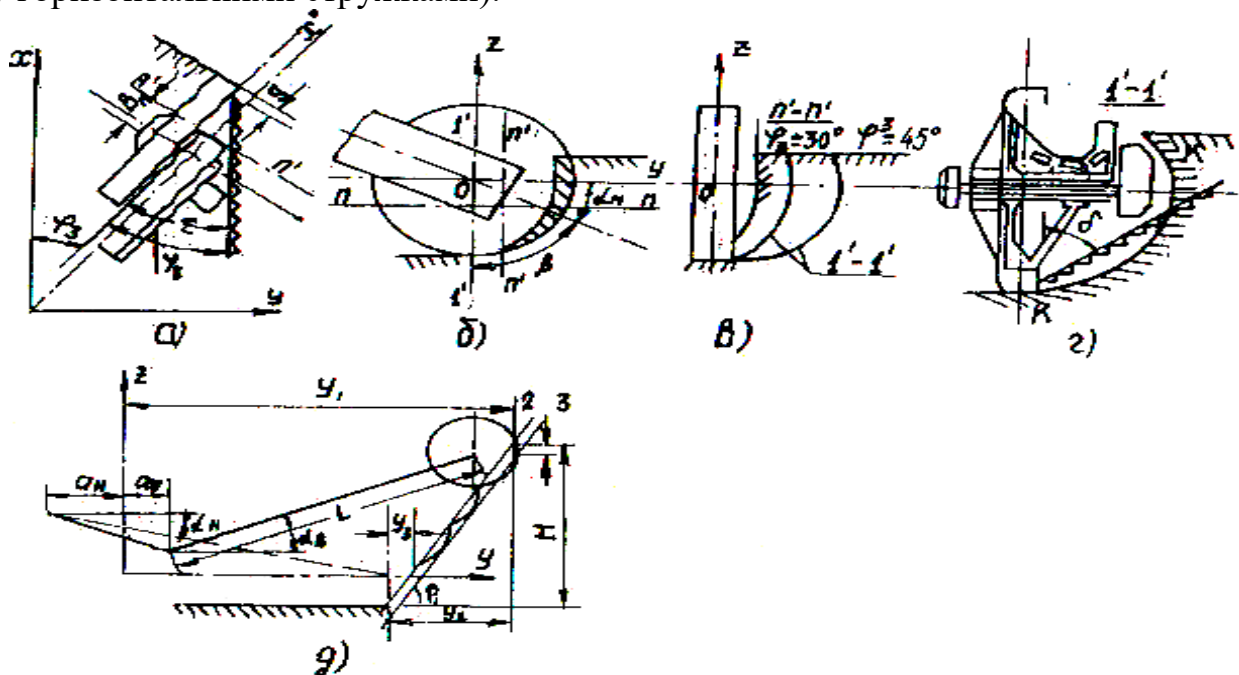


Рисунок 17.5 – Розрахункові схеми для визначення кутів φ_3 і δ , що обмежують перетини ротора

Розташування привода ротора в прийомній частині конвеєра характеризується в плані кутом ε (рис. 4.6 – 4.7). Величина кута ε приймається рівною або трохи менше кута φ_3 , що характеризує підхід екскаватора до вибою при висоті вибою H і куті укосу ρ_1 . Кут φ_3 знаходять із вираження [4, 5]:

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{(\pm a_B + L \cos \alpha_B + R_p) \sin \varphi_1 - (H - R_p) \operatorname{ctg} \rho_1}{\pm a_H + L \cos \alpha_H}, \quad (17.29)$$

де α_B – кут підйому стріли ротора нагору, $\alpha_B = 25^\circ$;

L – довжина стріли ротора;

R_p – радіус ротора, м;

ρ_1 – кут укосу вибою;

α_H – кут нахилу стріли вниз, $\alpha_H = 20^\circ$;

φ_1 – кут повороту стріли в плані вибою;

H – висота вибою.

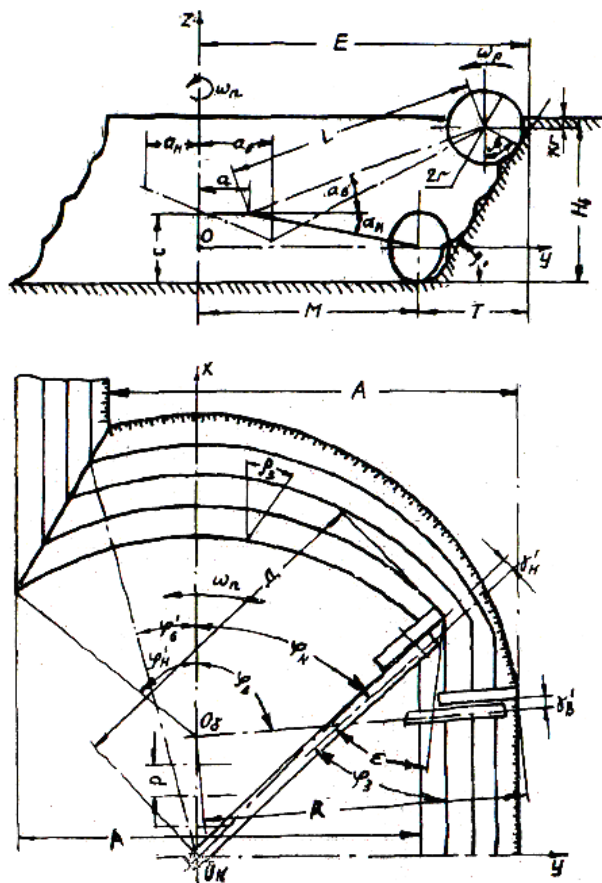


Рисунок 17.6 – Розрахункові схеми для визначення діаметра ротора з умови розміщення головки стріли

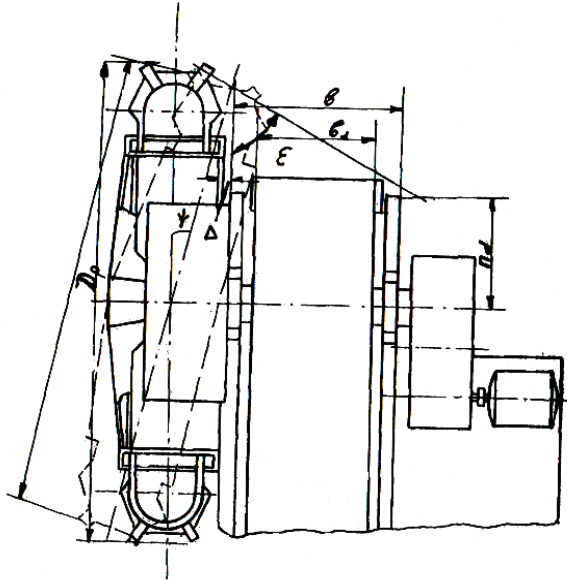


Рисунок 17.7 – Розрахункова схема для визначення діаметра ротора

Діаметр ротора пов'язаний з параметрами вузла компоновки наступною залежністю [4, 5] (рис.4.7):

$$D_p = \frac{2(\lambda b_l + \Delta)\cos(\varepsilon + \gamma)}{\left[(1-n) - \nu \left(1 - \frac{\alpha}{2} \right) \right] \sin(\varepsilon + \gamma + \psi)}, \quad (17.30)$$

де λ – коефіцієнт пропорційності характеризує ширину рами конвеєра;

$$\lambda = \frac{b}{b_l},$$

b – ширина рами конвеєра, м;

b_l – ширина стрічки конвеєра, м;

Δ – відстань між площиною ротора або найбільш виступаючої частини до рами конвеєра, м;

ψ – кут нахилу ротора в площині конвеєра;

α – відношення розмірів ротора по обичайці й зубам;

$$\alpha = \frac{r}{R_p} = 0,65 \dots 0,75;$$

n – коефіцієнт пропорційності характеризує довжину прийомної частини роторного конвеєра залежно від розміру ротора.

Для екскаватора з роторами безкамерного типу n коливається в межах $n=0,4 \dots 0,7$,

ν – коефіцієнт зменшення товщини стружки

$$v = \cos \varphi_3.$$

Ширина стрічки конвеєра може бути визначена по формулі:

$$b_n = \sqrt{\frac{P_0}{ck_\alpha kV_n}}. \quad (17.31)$$

тут P_0 – теоретична продуктивність екскаватора в м'якому тілі, м³/год;

V_n – швидкість стрічки, м/с;

k_α – коефіцієнт, що показує зниження продуктивності залежно від кута нахилу конвеєра (при $\alpha_n = 20^\circ$, $k_\alpha = 0,9$);

k – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності у зв'язку з кусковатістю матеріалу, що транспортується, $k = 0,6 \dots 0,7$;

c – коефіцієнт, що враховує лотковість стрічки, її матеріал, абразивність порід, що транспортують, і т.д.

Для екскаваторів $c = 390 \dots 450$.

Положення несучої гілки конвеєра по відношенню до осі ротора визначається величинами h_n ; l ; Δ і ρ , згідно (рис. 4.8).

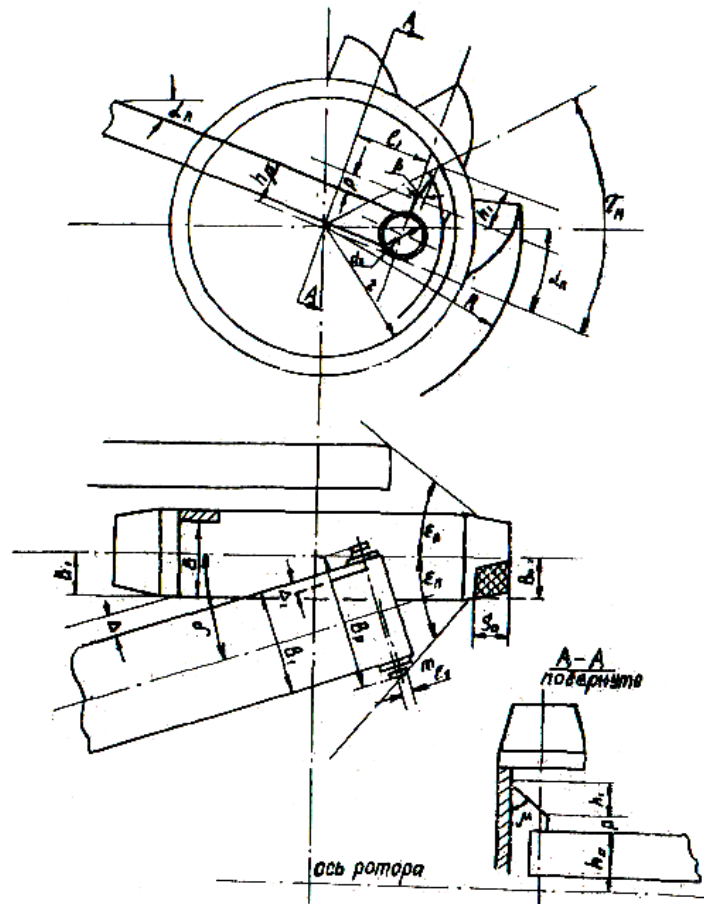


Рисунок 17.8 – Розрахункова схема до визначення кутів розміщення встаткування

$$h_{\text{л}} = \frac{\alpha R_p (\sin \tau_H \operatorname{tg} \mu + \operatorname{tg} \rho) - b + \frac{\Delta + \Delta_1}{\cos \rho} - p \operatorname{tg} \mu}{\operatorname{tg} \mu}, \quad (17.32)$$

де $\alpha = \frac{r}{R_p}$; $l_1 = \alpha R (\cos \tau_H - \sin \tau_H \operatorname{tg} \beta_H) + (h_{\text{л}} + p) \operatorname{tg} \beta_H \mu$.

За даними конструкцій існуючих роторних вузлів можна прийняти [5] $\alpha_H = 0,32$ рад; $\beta_H = 0,21$; $\mu = 0,52$; $\Delta = 0,22$ м; $\Delta_1 = 0,1$ м; $\rho = 0,1$ м.

Відносні величини по ширині ротора $\alpha_1 = \frac{b_1}{R_p} = 0,16$;

$$\alpha_1 = \frac{b_1}{R_p} = 0,16;$$

$$\alpha_2 = \frac{b}{R_p} = 0,29; \quad d_3 = \frac{b_0}{p_1} = 0,8.$$

У табл. 4.4 (Додаток 1) наведені усереднені значення $h_{\text{л}}$; $d_{\text{в}}$; l_2 і s_0 для розробленого УкрНИИПроектом типу кар'єрних роторних екскаваторів.

Визначення кутової швидкості ротора й поворотної платформи

Кутова швидкість ротора й діапазон її регулювання безпосередньо пов'язаний з вибором головного привода, числом розвантажувальних і експлуатаційною характеристикою машини. Розвантаження ґрунту з ковшів залежить від часу проходження ковшем зони розвантаження

$$t_p = \frac{\beta_0}{\omega_p}, \quad (17.33)$$

де β_0 – кут розвантаження, рад;

ω_p – кутова швидкість ротора, рад/с,

звідки час розвантаження, виражений через окружну швидкість, буде

$$t_p = \frac{30\beta_0}{\pi n},$$

звичайно воно становить 1...3 с.

Число обертів ротора

$$n = \frac{30\beta_0}{\pi t_p}.$$

Число розвантажувальних визначають по одній з наведених формул

$$n_z = n \cdot z_k \quad \text{або} \quad n_z = \frac{60V_p}{T}, \quad (17.34)$$

при куті розвантаження $\beta_0 = 100 \dots 110^\circ$ число розвантажувальних у хвилину

$$n_z = \frac{18z_k}{t_p}.$$

тут V_p – окружна швидкість ротора, м/с;
 T – крок ковшів, м.

Крок ковшів знаходять із вираження:

$$T = \frac{b}{\operatorname{tg}\gamma}, \quad (17.35)$$

де γ – кут нахилу траєкторії ріжучих крайок ковшів до вертикальної площини;

b – ширина стружки;

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{V_n}{V_p}; \quad (17.36)$$

V_n – лінійна швидкість крайок ковшів у горизонтальній площині;

Ширину стружки як при горизонтальній, так і вертикальній розробці вибою визначають із вираження:

$$b = \frac{V_n}{n_z} = \frac{V_n}{z_k n_p} = \frac{2\pi\omega_n}{z\omega_p} (a + L\cos\alpha + R\sin\beta), \quad (17.37)$$

де V_n – швидкість ріжучих крайок ковшів у горизонтальній площині, м/хв.;

n_z – число розвантажувальних у хвилину;

n_p – число обертів ротора у хвилину;

z_k – число ковшів;

ω_n – кутова швидкість ріжучої крайки ковшів у горизонтальній площині, рад/с;

ω_p – кутова швидкість ріжучої крайки у вертикальній площині;

a – відстань від осі повороту платформи до осі кріплення стріли;

L – довжина стріли, м;

α – кут нахилу стріли, град.;

R_p – радіус ротора по ріжучій крайці ковшів, м;

β – кут повороту ковша щодо вертикальної осі.

Поточна ширина стружки є функцією кута повороту ріжучого елемента, вона досягає максимального значення на рівні вала. Залежно від кута повороту платформи швидкість її змінюється в співвідношенні (табл. 17.5)

$$V_n = \frac{V_{n0}}{\cos\varphi},$$

де V_{n0} – найменша лінійна швидкість повороту платформи при розташуванні роторної стріли уздовж поздовжньої осі екскаватора:

тоді

$$b = \frac{b_0}{\cos\varphi}, \quad (17.38)$$

тут b_0 – ширина стружки при максимальній товщині s_0 ;
 φ – кут повороту стріли в горизонтальній площині.

Якщо відомо діаметр ротора по ріжучій крайці ковшів D_p , відстань від осі повороту платформи до осі ротора L_0 і число обертів платформи n_{nl} , то лінійну швидкість ріжучої крайки в горизонтальній площині при $\varphi = 90^\circ$ можна визначити по спрощеній формулі:

$$V_n = \pi n_{nl} \left(\frac{D_p}{2} + L_0 \right), \text{ м/хв.} \quad (.39)$$

Кутова швидкість ротора обмежується відцентровою силою, що діє на частки ґрунту в ковші й перешкоджає вивантаженню його з ковшів. Критична кутова швидкість при якій ще можливе розвантаження ковшів визначається вираженням:

$$\omega_{кр} = \frac{3,13}{\sqrt{R_p}}, \text{ рад/с} \quad (4.40)$$

а критичне число обертів

$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{R_{кр}}}, \text{ об/хв.} \quad (4.41)$$

для розрахунку приймають:

$$\omega = (0,5 \dots 0,6) \omega_{кр}. \quad (4.42)$$

Розрахункові зусилля й параметри стружки

Визначення елементів стружки, що зрізується роторним екскаватором, дозволяє одержати вихідні дані для знаходження зусиль різання й витрат енергії на підйом ґрунту, розрахунку продуктивності, визначення числа ковшів і динамічних

розрахунків екскаватора. Параметрами стружки є товщина s_0 , ширина b_0 і висота h_c (рис. 4.9).

При відпрацьовуванні вибою горизонтальними шарами висота стрічки по осі руху екскаватора вибирається в межах (1...2). Її поточне значення залежно від кута повороту стріли φ знаходять по формулі:

$$h_\varphi = h_c \left(\cos\varphi + \frac{1}{2} \frac{h_c \cos\gamma_1 \sin^2\varphi}{a + L\cos\alpha} \right), \quad (17.43)$$

де φ – кут повороту в плані;

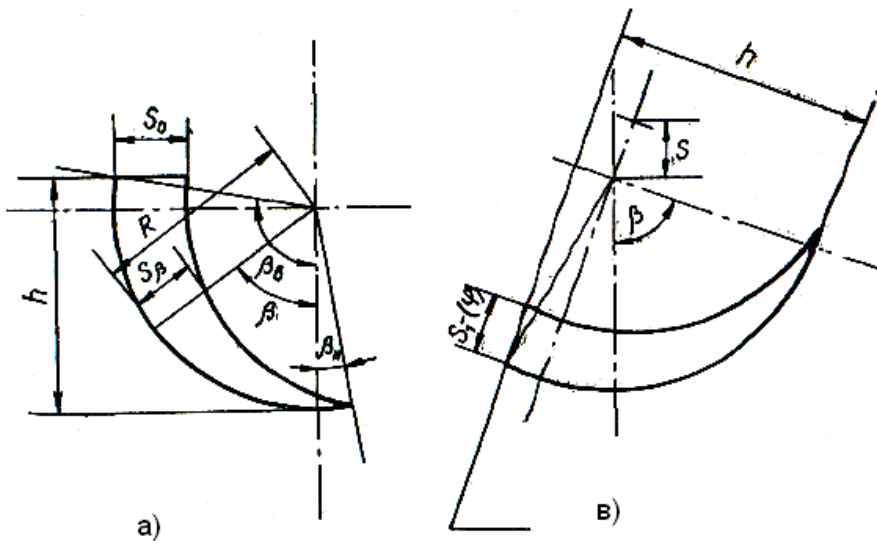
γ_1 – кут відхилення в плані ріжучої крайки ковша від осі стріли екскаватора.

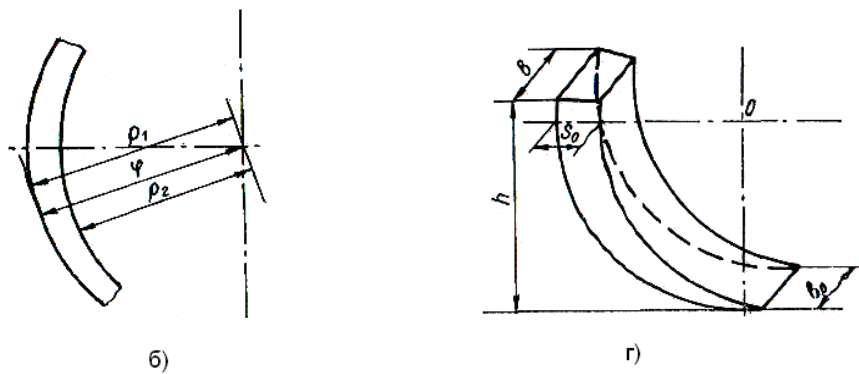
Товщина стружки залежить від положення ріжучої крайки ковша щодо осі ротора (кут β), щодо осі роторної стріли (кут α) і від кута φ повороту стріли в плані (рис. 17.9, б) [4, 5]. Товщина вертикальної стружки в плані вибою визначається як різниця полярних радіусів векторів ρ_1 і ρ_2

$$s_\varphi = \rho_1 - \rho_2,$$

або

$$s_\varphi = s_0 \left(\cos\varphi + \frac{1}{2} \frac{s_0 \cos\gamma_1 \sin^2\varphi}{a + L\cos\alpha + R_p} \right).$$





а – товщина стружки у вертикальній площині; б – те ж у плані вибою;
в – товщина стружки при горизонтальному різанні; г – параметри стружки

Рисунок 17.9 – Перетин стружки, що зрізується ротором

Товщина стружки в площині ротора з урахуванням зміни в плані вибою представляє

$$s_{\beta} = s_0 \cos \varphi \sin \beta (1 + \lambda) \frac{\cos \varphi \cos^2 \beta}{\sin \beta} + \lambda^{\lambda} \frac{\sin^2 \varphi}{\cos \varphi}.$$

Тут

$$\lambda = \frac{s_0}{R_p}; \quad \lambda^{\lambda} = \frac{s_0}{2} \frac{\cos \gamma^{\lambda}}{a + z \cos \varphi + R_p}. \quad (17.44)$$

Максимальна товщина її буде при $\beta = 90^{\circ}$ і $\varphi = 0$, тобто на рівні висоти осі ротора.

При попередніх розрахунках товщину стружки можна приймати по простій залежності

$$K_p S_{\max} b h_c = q K_H. \quad (17.45)$$

Ширину стружки як при горизонтальних, так і вертикальних стрічках визначають по (17.37).

Прийняті розміри стружки перевіряють по рівності об'ємів з ємністю ковша

$$s_b = s_0 \cos \varphi \sin \beta. \quad (17.46)$$

Найбільш ефективно використання зусилля ротора досягається при співвідношеннях товщини й ширини стружки: $b = \frac{S_{\max}}{1,5 \dots 2,5}$ [13]. Підставляємо значення h_c і b у формулу (4.46), маємо:

$$s_{\max} = (1,22\dots 1,58) \sqrt{\frac{qK_H}{D_p K_p K_h}}, \quad (17.47)$$

де K_h – коефіцієнт висоти стружки, $K_h = (0,5\dots 0,7)$.

Площа перетину стружки, що зрізується ковшем, який перебуває в будь-якому кутовому положенні [13]

$$F_{\beta_1} = F_{\max} \cos[(i-1) + \beta_1],$$

де β_1 – кут з горизонталлю, утворений радіусом, проведеним через крайку верхнього працюючого ковша при висоті стружки $h_c = 0,66 D_p$, $\beta_1 = 19^\circ$.

Площі опору стружок, що зрізуються відповідно першим, другим і третім ковшами:

$$F_1 = \frac{qK_H}{h_c K_p^1} \cos 19^\circ; \quad (17.48)$$

$$F_{11} = \frac{qK_H}{h_c K_p^1} \cos(\beta_1 - 19^\circ);$$

$$F_{111} = \frac{qK_H}{h_c K_p^2} \cos(2\beta_1 - 19^\circ),$$

де β_1 – кут між ковшами.

Число ковшів, що перебувають у роботі, знаходимо з вираження

$$\beta_k = \frac{\pi}{2} + \alpha,$$

де α – кут, що відповідає дузі копання.

$$\alpha = \arcsin \frac{2 \left(D_p K_h - \frac{D_p}{2} \right)}{D_p}, \quad (17.49)$$

при $K_h=0,6$, $\alpha=19^\circ 20'$, тоді $\beta=109,20'$.

Тоді число ковшів, що одночасно перебувають в ґрунті

$$n_{zk} = \frac{\beta_k}{\beta_1} + 1,$$

де

$$\beta_1 = \frac{360}{z_k}.$$

Товщина стружок, що зрізуються ковшами:

$$\begin{aligned} s_I &= s_{\max} \cos 19^{\circ} 20', \\ s_{II} &= s_{\max} \cos(\beta_1 - 19^{\circ} 20'), \\ s_{III} &= s_{\max} \cos(2\beta_1 - 19^{\circ} 20'). \end{aligned} \quad (17.50)$$

Площу стружки визначаємо по формулі [4, 13]

$$F_{\beta} = s_{\beta} b_{\beta} \cos \varphi \sin \beta_k. \quad (17.51)$$

Тут для кожного ковша підставляють своє значення β_{ki} , що відповідає дузі копання.

Товщину стружки й ширину приймають максимальними.

Окружне зусилля на роторі при копанні складається із зусиль, що витрачаються на подолання опорів.

1. Копання ґрунту – відділення його від масиву

$$P_{01} = K_{11} F_I + K_{12} F_{II} + K_{13} F_{III}, \quad (17.52)$$

де K_{11} , K_{12} , K_{13} – питомі опори копанню залежно від товщини стружки, приймають [13]

$$K_{11} = K_1 + \sqrt{\frac{A(A_1)}{s_i}}, \quad (17.53)$$

тут K_1 – питомий опір копанню кгс/см²;

s_i – поточна товщина стружки;

A – коефіцієнт, значення коефіцієнтів A_1 і K_1 , приймаються з табл.4.6 (Додаток

1).
2. Зусилля на подолання тертя в ковші при заповненні $P_{тр}$ передачу породі в ковші кінетичної енергії $P_{ин}$, заповнення ковша $P_з$ [5, 7] становить:

$$P_{тр} + P_{ин} + P_з = (0,02 \dots 0,15) P_{01}. \quad (17.53)$$

3. Нормальне зусилля P_{02} приймають для роботи в міцних ґрунтах (0,45...0,55) P_{01} , у м'яких ґрунтах – (0,2...0,25) P_{01} .

4. Подолання бічного зусилля – зусилля подачі

$$P_{\sigma} = P_{01} \frac{V_n}{V_{p \min}}. \quad (17.54)$$

Попередньо бічне зусилля можна приймати з табл. 17.7 залежно від параметрів стружки $\frac{s_0}{b_0}$, категорії ґрунту й призначень $\frac{V_n}{V_p} = 0,06 \dots 0,15$ або із графіка залежності P_{σ} від P_{01} (рис. 4.10).

Тоді для ґрунтів III і IV категорії:

$$P_k = P_{01} + 0,15P_{01} + 0,3P_{01} + 0,35P_{01} = 1,8P_{01}. \quad (17.55)$$

Момент опору обертанню ротора [9, 13]

$$M_p = (\Sigma P_{01} + \mu_1 \Sigma P_{02}) \frac{D_p}{2} + \frac{D_p + s}{2} \Sigma P_{\sigma} + 0,15P_{01} \frac{D_0}{2} + \Sigma M_i, \quad (17.56)$$

де ΣM_i – момент, створюваний вагою ґрунту в ковші, щодо осі ротора.

$$M_i = q_{rpi} z_{rpi} = q \gamma K_H \frac{h_i}{h_c} r_{rpi}, \quad (17.57)$$

де γ – об'ємна маса;

h_i – піднесення крайки ковша над підшвою вибою;

h_c – висота стружки;

r_{rpi} – плече дії ґрунту.

Визначення потужності привода копання й повороту стріли

Потужність привода ротора витрачається на копання, заповнення ковша ґрунтом, підйом її й передачу ґрунту кінетичної енергії. Вона виражається формулою:

$$N_p = N_k + N_n, \quad (17.58)$$

де N_k – потужність, витрачена на копання;

N_n – те ж на підйом ґрунту;

$$N_k = \frac{M_p \omega_p}{102 \eta_p} = \frac{\left[(\Sigma P_{01} + \mu_1 \Sigma P_{02}) \frac{D_p}{2} + \frac{D_p + s}{2} \Sigma P_{\sigma} + 0,15P_{01} \frac{D_0}{2} \right] \omega_p}{102 \eta_p}. \quad (17.59)$$

або виражена через окружну швидкість

$$N_k = \frac{(\Sigma P_{01} + \mu_1 \Sigma P_{02} + \Sigma P_{03} + 0,15 P_{01}) V_p}{102 \eta_p}.$$

Потужність на копання іноді визначають через теоретичну продуктивність і питоме зусилля копання

$$N_k = \frac{\Pi_0 K_1}{367 \cdot 10^3 \eta_p}. \quad (17.60)$$

Потужність, затрачувана на підйом вантажу

$$N_k = \frac{\Pi_0 \gamma \frac{D_0}{2}}{367 \cdot 10^3 \eta_p}.$$

Загальна потужність на валу ротора

$$N_k = \frac{\Pi_0}{367 \cdot 10^3 \eta_p} \left(K_1 + \gamma \frac{D_p}{2} \right). \quad (17.61)$$

Розрахунок потужності привода механізму повороту

Потужність двигунів привода повороту витрачається на подолання моментів опорів від дії сил:

- 1) бічного складового зусилля копання P_6 ;
- 2) тертя в опорно–поворотному пристрої й сил тертя між ковшами й вибоєм;
- 3) вітрового навантаження;
- 4) сил інерції;
- 5) верхньої поворотної платформи при повороті на ухилі.

Навантаження окремих опорів визначають по залежностях у відповідності зі схемою навантаження (рис. 17.11).

Момент опору бічного складового зусилля копання

$$M_{06} = P_6 \cdot R_6 \cdot \sin \theta, \quad (17.62)$$

тут R_6 – приймають із табл. 4.7 залежно від міцності ґрунту й співвідношення

γ – найбільший кут між віссю стріли й ріжучою крайкою;

a, L і R_p – параметри екскаватора.

Момент опору від неврівноваженості верхньої будови при повороті на ухилі:

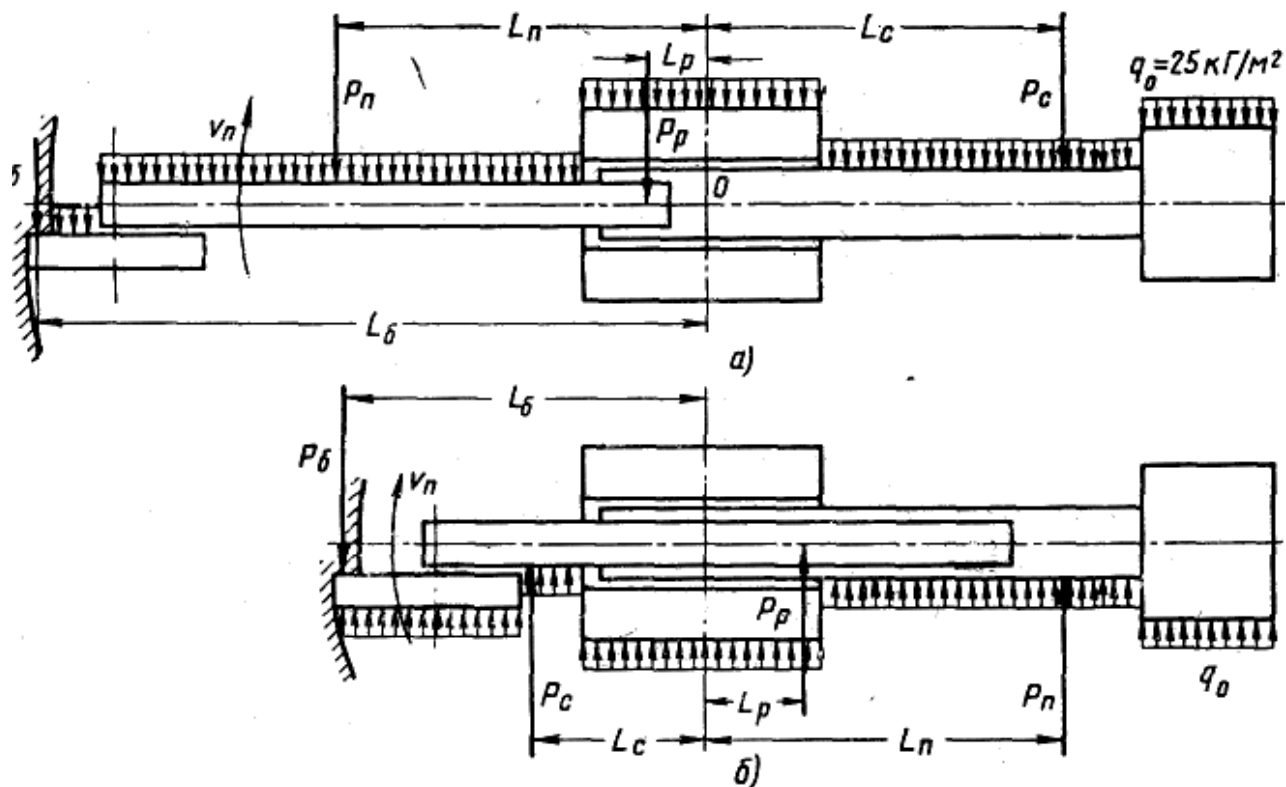
$$M_{07} = G_p \cdot L \cdot \sin \theta, \quad (17.63)$$

де G_p – сила ваги поворотної частини з робочим устаткуванням, кг;

$g_{гр}$ – сила ваги ґрунту в ковшах і на конвеєрі, кг;

L – відстань від осі повороту до центра ваги поворотної частини, м;

θ – кут відхилення осі повороту від вертикалі, град.



а – вітер спрямований назустріч повороту стріли; б – вітер спрямований убік повороту

Рисунок 17.11 – Розрахункова схема до визначення потужності привода повороту

Момент опору від сил тертя

$$M_{TP} = 0,01(G_{II} + g_{sp}) \frac{d_{ПК}}{2d_{TK}} f_k f_{II} f_{эк}. \quad (17.64)$$

тут d_n – діаметр поворотного кола по центру бігової доріжки, см;

d_{TK} – діаметр тіла кочення, см;

f_k – коефіцієнт тертя кочення, $f_k = (0,04 \dots 0,10)$ см;

f_{II} – коефіцієнт, що враховує проковзування тіл кочення, $f_{II} = 1,1 \dots 1,25$;

$f_{эк}$ – коефіцієнт, що враховує ексцентричність додатка навантаження, $f_{эк} = 1,0 \dots 1,25$.

Момент опору від вітрового навантаження визначають по формулі:

$$M_B = P_c L_c - P_{II} L_{II} = P' l = q_0 c_{01} l \Sigma F, \quad (17.65)$$

де q_0 – швидкісний напір, $q_0 = 25 \text{ кг/см}^2$;

c_{01} – аеродинамічний коефіцієнт обтікання конструкцій, $c_{01} = 0,2 \dots 0,9$;

ΣA – сумарна площа навітряної сторони екскаватора, м^2 ;

l – відстань від осі повороту екскаватора до центра ваги навітряної площі, м;

P_c і P_{Π} – рівнодіючі вітрового навантаження, що діє убік повороту й перешкоджає йому;

P' – результуюче вітрового навантаження, кгс.

Момент опору від сил інерції

$$M_{ин} = \Sigma J \frac{\omega_{ное}}{t},$$

де ΣJ – сума моментів інерції поворотної частини екскаватора,
 $\omega_{ное}$ – максимальна кутова швидкість обертання поворотної платформи,
 t – час розгону.

Необхідна потужність двигунів

$$N_{эл} = \frac{(M_{\delta} + M_y + M_{TP} + M_B + M_{ин})\omega_{\Pi}}{102\eta_{эн}}, \quad (17.66)$$

ККД механізму повороту $\eta_{эн} = 0,45 \dots 0,55$. За експериментальними даними сума $M_y + M_{mp} + M_{\delta}$ становить $(0,45 \dots 0,5) M_{\delta}$. Тому з достатньою точністю можна користуватися формулою

$$N_{эл} = \frac{1,5M_{\delta}\omega_{\Pi}}{102\eta_{эл}}. \quad (17.67)$$

Момент гальма механізму повороту розраховують на вплив сил інерції й сил, що виникають від тиску вітру й утримання платформи на розрахунковому ухилі.

Визначення довжини роторної стріли, габаритних розмірів і маси вузлів роторних екскаваторів

Довжина роторної стріли залежить від її конструкції, діаметра ротора, кутів розміщення встаткування, висоти кріплення шарніра п'яти стріли й розташування його від осі обертання екскаватора, габаритів розташування ходового встаткування й висоти виступаючих за поворотну платформу частин.

Мінімальна довжина стріли відповідно до цих вимог [13]:

при роботі вище стоянки

$$L_c = \frac{H_k - h_{ин}}{\sin \alpha_{max}}, \quad (17.68)$$

при роботі нижче стоянки

$$L_c = \frac{H_k + \frac{D_p}{2} - h_{uu}}{\sin \alpha_{\max}},$$

можлива глибина копання нижнім вибоєм при $\alpha = 20 \dots 22^\circ$ складе:

$$H_k^l = \frac{L_c}{\sin \alpha} + \frac{D_p}{2} - h_{uu},$$

де H_k – висота копання;
 h_{uu} – висота до шарніра п'яти стріли;
 α – кут нахилу стріли ротора $\alpha = 20 \dots 22^\circ$.

Висота розташування шарніра приймається в межах

$$h_{uu} = K \sqrt[3]{G} = h_{pm} + h_{on} + h_{nl} + h'_{uu}, \quad (17.69)$$

де K – коефіцієнт конструкції, що коливається в межах $K = 0,15 \dots 0,9$.

$$h_{pi} = (0,3 \dots 0,4) \sqrt[3]{G}; \quad h_{ii} = (0,08 \dots 0,16) \sqrt[3]{G};$$

$$h_{ie} = (0,14 \dots 0,2) \sqrt[3]{G}; \quad h'_\phi = (0,1 \dots 0,4) \sqrt[3]{G}.$$

Розрахунок опорно–поворотного пристрою

В екскаваторах поперечного копання застосовуються опорно–поворотні пристрої з вільними роликами або кульками, рівномірно розподіленими по опорному колу й ув'язаними в обойму, що утворює сепаратор.

Противага на платформі вибирається з таким розрахунком, щоб рівнодіюча всіх сил Q не виходила за межі периметра опорного кола. При значенні ексцентриситету $e < \frac{D}{4}$ (радіус ядра перетину) стискальним зусиллям піддані всі котки опорного кола.

Посилення, сприймане одним котком, можна визначити по формулі

$$Q_n = \frac{Q}{n_k} + \frac{QemF_k}{In_k},$$

або (17.69)

$$Q_n = \frac{Q}{n_k} + \frac{8QeD_0 \cos \beta}{n_k(D_1^2 + D_2^2)}.$$

тут n_k – число котків на крузі кочення;
 D_0 – середній діаметр круга кочення, м;
 D_1 і D_2 – зовнішній й внутрішній діаметри круга кочення;
 e – ексцентриситет положення рівнодіючої, м;

F – площа перетину опорної рейки;
 I – момент інерції цієї площі;
 β – кут положення котка, що розраховують;
 m – відстань від осі до центра котка.

Найбільше зусилля, що діє на котку, відповідає значенню кута $\beta=0$, тоді

$$Q_n = \frac{Q}{n_k} \left(1 + \frac{8eD_0}{D_1^2 + D_2^2} \right). \quad (17.70)$$

Найбільше зусилля на котку, що перебуває в площині дії сил, протилежних додатку навантаження, тобто при $\beta=180^\circ$

$$Q_n = \frac{Q}{n_k} \left(1 - \frac{8eD_0}{D_1^2 + D_2^2} \right). \quad (17.71)$$

Величина ексцентриситету « e » для широких кругових смуг

$$e = \frac{1}{8} \frac{D_0}{D_1^2 + D_2^2},$$

для вузьких кіл при $D_1=D_2$

$$e = \frac{D_0}{4}.$$

Епюра розподілу зусиль наведена на рис. 17.13.

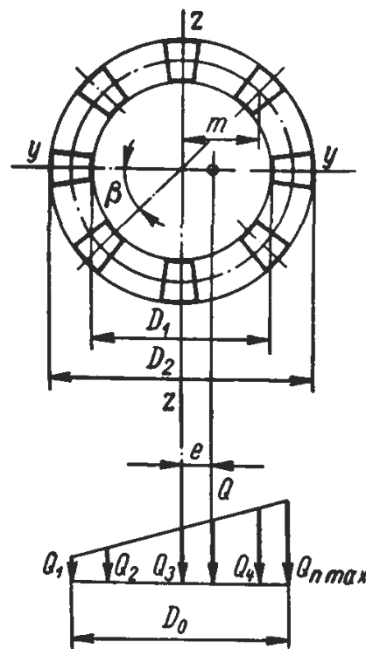


Рисунок 17.13 – Епюра розподілу зусиль на опорних котках

Якщо ексцентриситет додатка навантаження виходить за межі радіуса ядра перетину, але залишається в межах опорного кола, тоді буде працювати частина котків і діаграма розподілу зусиль зобразиться похилою лінією $m-m$ (рис. 17.14). Лінія $n-n$, перпендикулярна до осі $x-x$, є границя робочої ділянки й величина « e » її відстані від крайнього й найбільш напруженого ролика. У цьому випадку величину найбільшого навантаження $Q_{n \max}$, діючого на ролик, а також величину « e » можна визначити, користуючись залежностями між $\frac{Q_{n \max}}{Q_{\text{ср}}}$ і $\frac{e}{R}$ наведеними в табл. 17.8.

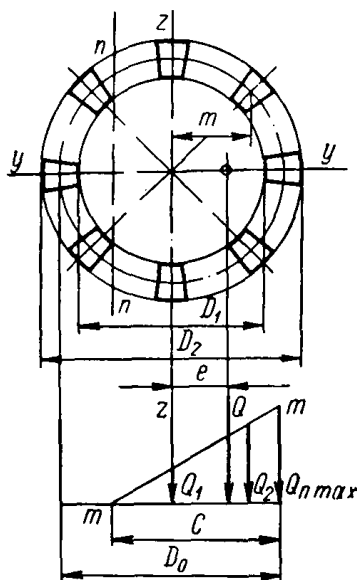


Рисунок 17.14 – Еюра розподілу зусиль на опорних котках при зсуві рівнодіючої вертикальних сил

Для різних відношень ексцентриситету « e » до радіуса опорного кола $\frac{e}{R}$ й значень $\frac{D_2}{D_1}$ із табл. 4.8 перебуває відношення $\frac{e}{R}$, що визначає положення нульової лінії $m-m$ і відношення $\frac{Q_{n \max}}{Q_{\text{ср}}}$, тут $\frac{Q}{n_k}$ являє собою те зусилля, що сприймалося би окремими роликами кола у випадку додатка рівнодіючої всіх сил у центрі опорного кола й, отже, за умови рівномірного розподілу навантаження по всіх роликах.

По знайдених зусиллях визначають значення контактних напруг.

Визначення тиску на ґрунт

Питомий тиск на ґрунт для гусениць із шарнірним приєднанням до опори визначають по формулі

$$q = \frac{Q + g_{zy}}{F}, \quad (17.72)$$

де Q – максимальний тиск на гусеницю, переданий від несучої конструкції, кгс;

g_{zy} – маса гусениці, кгс;

F – опорна поверхня гусениці, м².

Для екскаваторів із твердим ходовим візком

$$q_{cp} = \frac{Q}{2Lb}. \quad (17.73)$$

Коли положення рівнодіючої визначене радіусом ексцентриситету r і кутом α повороту її відносно горизонтальної осі, величина опорного тиску на найбільш навантажену гусеницю

$$Q_1 = Q \frac{B + r \sin \alpha}{B}, \quad (17.74)$$

де B – ширина колії гусеничного ходу.

Якщо ексцентриситет додатка рівнодіючої $e < r \cos \alpha < \frac{L}{6}$, то

$$q_{\max} = \frac{Q_1}{Lb} \left(1 + \frac{6r \cos \alpha}{L} \right), \quad (17.75)$$

$$q_{\min} = \frac{Q_1}{Lb} \left(1 - \frac{6r \cos \alpha}{L} \right). \quad (17.76)$$

При $e = r \cos \alpha = \frac{L}{6}$ максимальний тиск

$$q_{\max} = 2q_{cp} = 2 \frac{Q_1}{Lb}.$$

Коли рівнодіюча сил тиску розташована поза «ядром перетину» опорної площі, тобто $e > \frac{L}{6}$, тоді

$$q_{\max} = \frac{3}{4} q_{cp} \frac{1 + 2\xi \frac{r}{L}}{1 - 2\xi \frac{r}{L}},$$

де $\xi = \frac{L}{B}$ – відношення довжини гусениці до ширини ходу.

ДОДАТОК

Таблиця 17.1 – Мінімальне число ковшів на роторі залежно від $\frac{h_c}{R_p}$ [4, 5]

$\frac{h_c}{R_p}$	Мінімальне число ковшів при розрахунковому питомому зусиллі, кгс/см ²				
	3	5	7	9	9
0,6	8	9	10	14	16
1,0	7	8	9	12	14

Таблиця 17.2 – Число ковшів, застосовуване на роторних екскаваторах

Ємність Ковша, м ³	Число ковшів екскаватора для ґрунтів		
	м'яких	середніх	міцних
до 0,16	6	7...8	8
0,22...0,5	8	7...10	7...10
0,6...1,9	7...10	7...10	8...10
2,4...4,0	8...10	10...12	10...12

Таблиця 17.3 – Значення швидкості робочих органів багатоковшевих екскаваторів поперечного копання

Тип екскаватора	V_p м/с	$V_э$ м/с	Співвідношення
Багатоковшевий ланцюговий	0,6...1,6	0,05...0,2	3...32
Теж роторний	1,9...5,5	0,05...0,5	3,8...100

Таблиця 17.4 – Значення b_l ; d_6 ; l_2 ; s_0

Теоретична продуктивність P_0 м ³ /год у пухкій масі	Значення величин, м.			
	b_l	d_6	l_2	s_0
630	1,0	0,50	0,20	0,25
1250	1,2	0,50	0,25	0,35
2500	1,6	0,80	0,30	0,45
5000	2,0	1,25	0,40	0,60

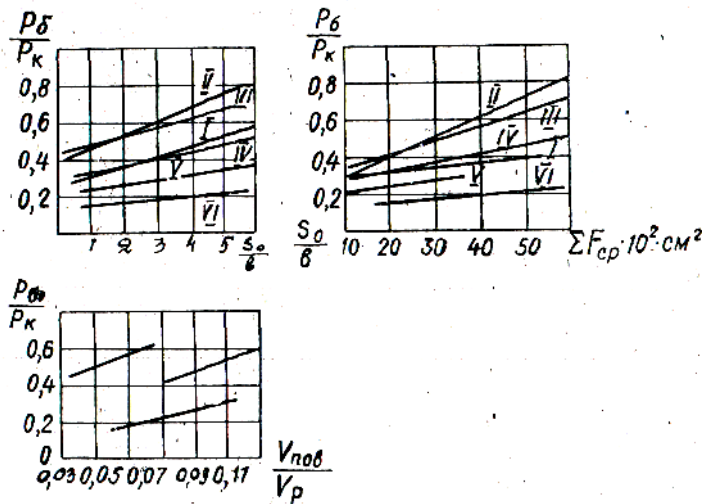
Таблиця 17.5 – Співвідношення швидкостей повороту роторної стріли залежно від кута повороту

Найменування	Кут повороту φ , град									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	84
$\cos \varphi$	1	0,985	0,94	0,867	0,765	0,643	0,5	0,342	0,174	0,105
$\frac{V_n}{V_{no}}$	1	1,015	1,063	1,153	0,305	1,555	2,0	2,92	5,65	9,55

Таблиця 17.6 – Питомий опір різанню K к копанню K_1 ґрунтів при роботі багатоковшевих екскаваторів, об'ємна вага γ і коефіцієнт розпушення K_p

Група	Найменування	Питомий опір різанню K	K_1 для екскаваторів, кгс/см ²			Коефіцієнт		Об'ємна вага γ	Коефіцієнт розпушення K_p
			Роторних поперечного копання	Ланцюгових поперечного копання	Траншейних	A	A_1		
1	Пісок, супесь, суглинок м'який і середня міцність	0,2...0,55	0,4...1,3	0,5...1,8	0,7...2,3	5	1,1	1,2...1,5	1,05...1,1
2	Суглинок без включень, гравій дрібний і середній	0,53...1,5	1,2...2,5	1,5...3,0	2,1...4,0	10	2,8	1,4...1,9	1,14...1,26
3	Суглинок міцний, гравій великий, глина середньої, міцності й міцна, волога або розпушена	1,4...2,0	2,0...3,8	2,4...4,5	3,8...6,6	16	3,6	1,6...2,0	1,24...1,30
4	Суглинок міцний із щебенями, галькою, міцна глина, сланець глинистий м'який конгломерат	1,9...3,1	3,0...5,5	3,7...6,5	6,5...8,0	26	4,5	1,9...2,2	1,28...1,37
5	Сланець міцної твердості, глина міцний, сухі, мергель, опоки, піски м'які	2,8...5,0	5,2...7,6	5,8...8,5	7...12,0	38	6	2,1...1,5	1,35...1,42
6	Піщаник середньої міцності, конгломерат міцний, мергель, вапняк, крейда	4,8...8,5	7,0...12,0	7,5...15	10...22	50	8	2,3...2,6	1,40...1,45

Трива-мерзлих ґрунтів всіх категорій. $K_1=20...200$ кгс/см².



$$a - \frac{P_{\delta}}{P_k} \text{ від } \frac{S_0}{b}; \quad b - \frac{P_{\delta}}{P_k} \text{ від } \Sigma F_{cp}; \quad \text{в} - \frac{P_{\delta}}{P_k} \text{ від } \frac{V_n}{V_p}$$

Рисунок 17.10 – Графік залежності бічного зусилля від зусилля копання

питомий опір ґрунтів I – $K_1 = 2,86 \dots 3,26 \text{ кгс/см}^2$;
 II – $K_1 = 3,36 \dots 5,71 \text{ кгс/см}^2$;
 III – $K_1 = 3,26 \dots 4,6 \text{ кгс/см}^2$;
 IV – $K_1 = 0,82 \dots 1,0 \text{ кгс/см}^2$;
 V – $K_1 = 2,86 \dots 3,26 \text{ кгс/см}^2$;
 VI – $K_1 = 1,54 \dots 2,87 \text{ кгс/см}^2$

Таблиця 17.7 – Значення бічного зусилля P_{δ} від P_{01}

Категорія ґрунту	При відношенні $\frac{S_0}{b_0}$		
	0,5...1,5	1,5...2,5	2,5...4,0
I – II	0,20	0,25	0,35
III – IV	0,35	0,40	0,50
IV – V	0,50	0,55	0,65

Таблиця 17.8 – Залежність між $\frac{Q_{n \max}}{Q_{n \text{cp}}}$ і $\frac{c}{R}$

$\frac{e}{R}$	$\frac{D_2}{D_1}$						
	0,7		0,8		0,9		1
	$\frac{Q_{n \max}}{Q_{n \text{cp}}}$	$\frac{c}{R}$	$\frac{Q_{n \max}}{Q_{n \text{cp}}}$	$\frac{c}{R}$	$\frac{Q_{n \max}}{Q_{n \text{cp}}}$	$\frac{c}{R}$	$\frac{Q_{n \max}}{Q_{n \text{cp}}}$
0,45	2,23	1,70	2,10	1,75	1,99	1,78	1,90
0,50	2,42	1,65	2,26	1,70	2,10	1,73	2,0
0,55	2,67	1,50	2,42	1,55	2,26	1,68	2,17
0,60	2,92	1,32	2,64	1,45	2,42	1,58	2,26
0,65	3,3	1,13	2,92	1,25	2,64	1,40	2,42
0,70	3,86	0,93	3,33	1,05	2,95	1,20	2,64
0,75	4,81	0,72	3,93	0,85	3,33	0,99	2,89
0,80	6,53	0,52	4,93	0,61	3,96	0,77	3,27
0,85	10,43	0,36	7,16	0,42	4,5	0,55	3,77
0,90	19,85	0,24	14,6	0,24	7,13	0,32	4,71
0,95	50,2	0,12	34,6	0,12	19,8	0,12	6,72

Тема 12. Лекція 18 Основні напрямки підвищення технічного рівня ПЕ. Порівняльний аналіз та шляхи їх удосконалення

Терміни і визначення якості машин

Одним з основних питань в оцінці рівня якості промислової продукції є правильне тлумачення поняття якості.

Термін „якість” в наш час трактується з двох позицій: з позиції філософії якість є однією з найважливіших філософських категорій, з позиції практичної оцінки досконалості виробів якість розглядається як техніко–економічна категорія.

З техніко–економічної позиції якість розглядається як сукупність суттєвих властивостей об'єкта, що характеризують його здатність виконувати певні функції відповідно до призначення цього об'єкта. Стосовно продукції відповідно до ГОСТу 15467–70 під якістю слід розуміти «сукупність властивостей продукції, що обумовлювали її придатність задовольняти певні потреби відповідно до її призначення».

Стосовно будівельних та землерийних машин під якістю слід розуміти комплекс властивостей, що характеризуються параметрами і обумовлюють здатність виконувати певні функції в заданих (детермінованих) умовах експлуатації [34].

Кваліфікаційним аспектом якості займається нова наука, що розвивається, "кваліметрія". Назва «кваліметрія» походить від латинського

кореня «квалі» і древньогрецького слова «метріо». Від кореня «квалі» утворені слова: *qualitas* – якість, властивість, характер і *qualis* – який, якої якості, а слово «метріо» значить – міряти, вимірювати [35].

Оцінка виробів за кількома властивостями визначається придатністю до використання в даних умовах, здійснюється по відношенню до встановлених еталонних значень властивостей, регламентованих технічною документацією на виготовлення, в порівнянні з якими визначається відповідність виробу технічним вимогам (придатний виріб або непридатний – брак). Показники ступеня відповідності виробу вимогам технічної документації сьогодні широко застосовуються в рамках системи контролю якості виготовлення виробу на виробництві, тобто для контролю якості роботи, а не якості виготовленої продукції як такої. Для оцінки якості стосовно машинобудівної продукції починають більше використовувати властивості, що характеризують витрати на виробництво і експлуатацію (металоємність, енергоємність, трудомісткість обслуговування і т.д.) при виконанні виробами заданих функцій в певних умовах експлуатації.

З метою досягнення мінімуму витрат при максимальному ефекті від підвищення рівня якості виробів, тобто мінімальної вартості при максимальному ефекті, в даних умовах експлуатації слід ввести нову категорію – **оптимальний рівень якості продукції**. Значення оптимального рівня якості, як правило, не співпадає з найбільшим рівнем якості в даний період при даному розвитку продуктивних сил країни. Оптимальний рівень якості виробів у сфері виробництва може змінюватися за рахунок зміни собівартості виготовлення, а у сфері експлуатації – шляхом зміни ефективності використання виробу. Отже, критерієм оптимізації при управлінні якістю продукції як у сфері виробництва, так і у сфері експлуатації може служити оптимальний рівень якості продукції з урахуванням тенденції його зростання.

Однією з важливих форм управління якістю продукції є її атестація. Продукція, яку атестують за рядом показників, повинна перевищувати значення, передбачені діючими стандартами, і відповідати вищим показникам якості, досягнутим у сучасній вітчизняній і зарубіжній промисловості, і при цьому забезпечувати економічну вигоду для народного господарства і населення. Найбільшої економічної вигоди можна досягти при управлінні якістю на підставі точної об'єктивної оцінки і подальшої оптимізації рівня якості продукції, що випускається.

Терміни «вимірювання» і «оцінка» в кваліметрії не ідентичні з такими ж термінами в метрології. Дійсно, якщо в метрології вимірювання якої-небудь фізичної величини відповідає її оцінці, то в кваліметрії вимірювання фізичної величини, що характеризує властивість, є тільки передумовою для кількісної оцінки якості виробу. Під кількісною оцінкою в кваліметрії слід розуміти деяку функцію відношення значень показників якості порівнюваних і еталонних виробів. Показники властивостей в кваліметрії, як правило, визначаються розмірними величинами (наприклад, тягове зусилля – кН, об'єм – м³), хоча можуть бути і безрозмірними (наприклад, коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт

тари та ін.). Рівень же якості виробів завжди величина безрозмірна, виражена в долях або відсотках по відношенню до еталонного значення відповідного показника.

Основними регламентуючими документами у сфері кваліфікаційно-кількісної оцінки якості продукції є ГОСТ 15467–70 «Якість продукції. Терміни», ГОСТ 16431–70 «Якість продукції. Показники якості і методи оцінки рівня якості продукції. Терміни і визначення», ГОСТ 22732–77 «Методи оцінки рівня якості промислової продукції. Основні положення» та цілий ряд міжнародних стандартів по якості продукції із серії ISO 9000...ISO 9004 (наприклад, ISO 9001–2000 „Системи керування якістю. Вимоги”).

Терміни, встановлені вказаними стандартами, обов'язкові для заповнення документації всіх видів, технічної і іншої літературі, підручниках і навчальних посібниках. У решті випадків пояснення цих термінів рекомендується. Вживання термінів–синонімів стандартизованого терміну забороняється. Допускається вживання в галузях народного господарства термінів, не встановлених вказаними стандартами, що відображають специфічні особливості продукції галузі.

Стандартизовані терміни, відповідно до ГОСТу 16467–70 і ГОСТу 13431 – 70 можна розбити на шість груп:

1) за властивістю продукції; 2) за показниками якості; 3) за показниками якості виготовлення; 4) за методами оцінки якості; 5) за рівнем якості; 6) за управлінням якістю продукції. Приблизна класифікація показників якості землерийних машин за рівнями вагомості наведена на рисунку 5.1.

Властивістю продукції називається її об'єктивна особливість, що виявляється при створенні, експлуатації або споживанні. Характеристика властивостей продукції називається її ознакою, а кількісна характеристика – параметром продукції. Параметрами продукції як кількісною характеристикою властивостей і оцінюється якість продукції.

Якість продукції – це сукупність властивостей, що обумовлюють її придатність задовольняти певні потреби відповідно до її призначення.

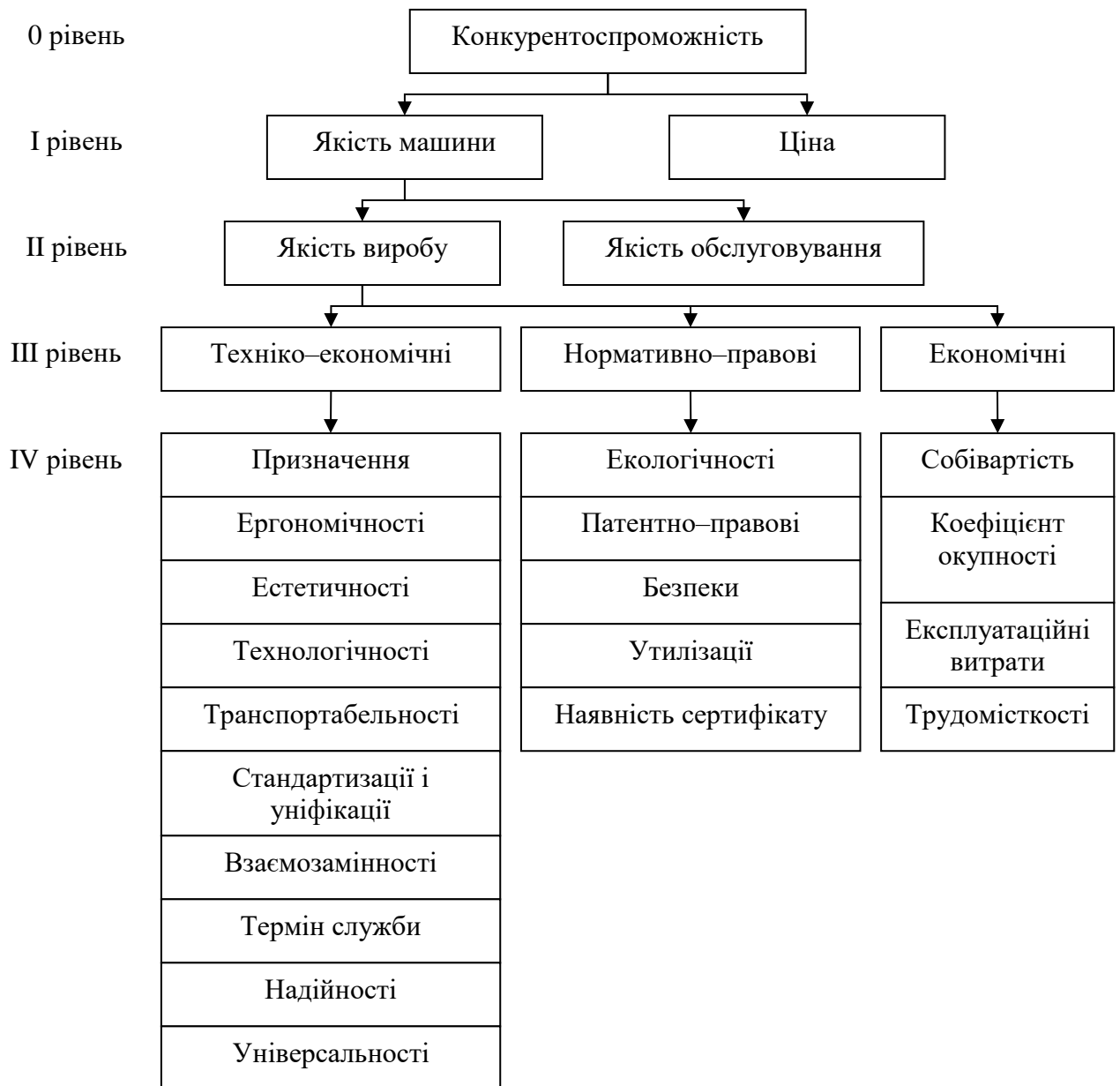


Рисунок 18.1 – Класифікація показників якості землерийних машин

Показником якості називається характеристика властивостей продукції, що входять до складу її якості, що розглядається стосовно певних умов її створення і експлуатації або споживання.

Оптимальними показниками якості називають такі їх значення, при яких досягають найбільшого ефекту від експлуатації виробу при заданих затратах на його створення (наприклад найбільшого відношення ефекту до затрат).

Розрізняють такі *показники якості продукції* [36, 37, 38]:

- одиничний – що відноситься тільки до однієї з властивостей;
- комплексний – що відноситься до декількох властивостей;
- узагальнений – що відноситься до такої сукупності властивостей, за якою прийнято оцінювати якість;

– інтегральний – що відображає співвідношення сумарного корисного ефекту від експлуатації або споживання продукції і сумарних витрат на її створення, експлуатацію або споживання;

– базовий – показник якості продукції, прийнятий за початковий при порівняльних оцінках;

– відносний – що є відношенням показника якості продукції до відповідного базового показника.

При обчисленні комплексного показника якості продукції використовують коефіцієнт вагомості, що є кількісною характеристикою значення даного показника серед інших.

Введені також показники якості виготовлення: **коефіцієнт сортності** – відношення сумарної вартості продукції, випущеної за певний час, до сумарної вартості цієї продукції в перерахунку на найвищий сорт і **коефіцієнт дефектності** – середньозважене число дефектів, що приходить на одиницю продукції.

Для оцінки якості партії продукції даного виду передбачаються: **показник однорідності**, що є кількісною характеристикою розсіювання параметрів або показників якості; **номінальне і граничні значення показника якості** як чисельні значення, відповідні середнім або фіксованим умовам і максимальним або мінімальним допустимим значенням, встановленим нормативною документацією.

Найбільш поширеним сьогодні способом вираження показників якості є бальний спосіб – за допомогою умовної системи числових балів.

Розрізняють диференціальний, комплексний і змішаний методи оцінки рівня якості продукції, відповідно до використання одиничних, узагальнених і комплексних показників якості.

Для визначення чисельних значень показників якості продукції передбачаються органолептичний, соціологічний і експертний методи, засновані на аналізі сприйняття органами чуття (зір, нюх, слух, дотик, смак); на аналізі думок фактичних або можливих споживачів; рішенні, що приймається групою експертів, відповідно.

За показниками якості продукції визначається рівень якості.

Під **рівнем якості** продукції слід розуміти відносну характеристику, яка ґрунтується на порівнянні значень сукупності показників якості продукції, що оцінюються базовими значеннями.

Рівень якості продукції, обумовлений такою сукупністю базових показників, в яку не входять економічні показники, називається **технічним**, а за наявності економічних показників – **техніко–економічним** рівнем якості продукції.

Рівень якості продукції, дійсні чисельні значення показників якості якої знаходяться в області, обмеженій граничними значеннями, називається **нормативним**.

Оцінка рівня якості продукції – це сукупність операцій, що включає вибір номенклатури показників якості, визначення їх чисельних значень, а

також значень базових і відносних показників з метою обґрунтування якнайкращих рішень, що реалізуються при управлінні якістю продукції.

Під **управлінням якістю продукції** слід розуміти встановлення, забезпечення і підтримку необхідного рівня якості продукції при її розробці, виробництві і експлуатації або споживанні, здійснювані шляхом систематичного контролю за якістю і цілеспрямованої дії на умови і фактори, що впливають на якість продукції.

Контроль за якістю продукції – це перевірка відповідності показників якості продукції встановленим вимогам.

Розрізняють **відомчий контроль** якості і **державний нагляд** за якістю продукції, що є системами контролю за діяльністю підприємств по забезпеченню встановленого рівня якості продукції, що випускається, які складаються з комплексу технічних і організаційних заходів, здійснюваних органами міністерства (відомства) або спеціальними державними органами.

Високий рівень якості залежить від успішного виконання машиною своїх функцій, тобто функціональне призначення є головною властивістю і розуміється достатньо широко, оскільки може йтися як про виробничо-технічне, так і про споживче призначення. У процесі «життєвого циклу» виробу старіють не тільки фізично, але й морально. Якісні вироби стають такими, що не задовольняють потреби людей, тому що на зміну їм приходять нові, більш досконалі вироби.

Показники якості повинні задовольняти певним вимогам, головними з яких є:

- забезпечення відповідності якості продукції потребам;
- стабільність на всіх етапах життєвого циклу;
- урахування сучасних досягнень науки, техніки і напрямів технічного процесу;
- відображення властивостей продукції, які зумовлюють її придатність задовольняти суспільні і особисті потреби відповідно до призначення;
- виключення взаємозамінності при комплексній оцінці якості продукції.

Показники призначення характеризують властивості продукції, що визначають основні функції. У їх числі: вимоги технічної ефективності, що характеризують корисний ефект від експлуатації (споживання) продукції і прогресивність технічних рішень (продуктивність, точність, швидкість обробки, міцність, водонепроникність і ін.).

Показники надійності – властивість продукції зберігати в заданому інтервалі часу, у встановлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати необхідні функції в заданих режимах і умовах застосування, ТО і Р, зберігання і транспортування. Надійність характеризують такі показники: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, збереженість.

Економічні показники відображають витрати на розробку, виготовлення і експлуатацію або споживання, а також економічну ефективність експлуатації (питома витрата сировини, матеріалів, палива, енергії, а також

трудо­вих ре­сурсів з ро­зрахунку на оди­ни­цю спо­жив­чих вла­стивос­тей; кое­фі­ці­єнт ко­рис­ної дії і т.д.).

По­ка­з­ни­ки тех­но­ло­гіч­но­сті, що ха­рак­те­ри­зують е­фек­тив­ність кон­струк­тив­но–тех­но­ло­гіч­них рі­шень для за­без­пе­чен­ня ви­со­кої про­дук­тив­но­сті пра­ці при ви­го­тов­лен­ні і ре­мон­ті про­дук­ції.

По­ка­з­ни­ки уні­фі­ка­ції ха­рак­те­ри­зують на­си­че­ність ви­ро­бу стан­дарт­ни­ми, уні­фі­ко­ва­ни­ми скла­до­ви­ми ча­сти­на­ми де­та­лей, а та­кож рі­вень уні­фі­ка­ції з ін­ши­ми ви­ро­ба­ми.

Уні­фі­ка­ція – це ме­то­д стан­дар­ти­за­ції, спря­мо­ва­ний на ра­ці­о­наль­не ско­ро­че­н­ня кон­струк­цій ма­шин, їх е­ле­мен­тів і про­це­сів ви­го­тов­лен­ня до тех­ні­чно об­грун­то­ва­но­го міні­му­му.

Як оцін­ний по­ка­з­ник пе­ред­ба­че­ний **кое­фі­ці­єнт уні­фі­ка­ції**, як для кон­крет­но­го ви­ро­бу, так і для гру­пи ви­ро­бів [37].

Для ви­зна­че­н­ня зна­че­нь по­ка­з­ни­ків якос­ті (ПЯ) ви­ко­ри­сто­вують­ся та­кі ос­но­вні ме­то­ди:

– **ін­стру­мен­таль­ний ме­то­д** зас­но­ва­ний на ін­фор­ма­ції що­до ви­ко­ри­ста­н­ня тех­ні­чних за­со­бів;

– **ре­є­стра­цій­ний ме­то­д** зас­но­ва­ний на ви­яв­лен­ні і під­ра­хунку кі­ль­ко­сті як­их­ось по­дій, пред­метів, вит­рат (на­при­клад чис­ла від­мов, про­дук­тив­но­сті, ек­сп­лу­а­та­цій­них вит­рат і т.д.). Зна­че­н­ня ПЯ, які ви­зна­ча­ють­ся ек­сп­е­ри­мен­таль­ни­ми ре­є­стра­цій­ни­ми ме­то­да­ми, но­сять об'єк­тив­ний ха­рак­тер і ви­ко­ри­сто­вують­ся для біль­шо­сті ПЯ з­гід­но з но­мен­кла­ту­рою (при­зна­че­н­ня, надій­ність, тех­но­ло­гіч­ність);

– **ор­га­но­леп­тич­ний ме­то­д** – ін­фор­ма­ція, от­ри­ма­на за до­по­мо­гою ор­га­нів чу­ття;

– **ек­сперт­ний ме­то­д** – на ос­но­ві рі­шень, що при­йма­ють­ся ви­со­ко­квалі­фі­ко­ва­ни­ми фа­хів­ця­ми, ек­спер­та­ми, які беруть уча­сть у ст­во­рен­ні, ви­го­тов­лен­ні і ек­сп­лу­а­та­ції да­них або ана­ло­гіч­них ви­ро­бів;

– **со­ці­оло­гіч­ний ме­то­д** – різ­но­вид ек­сперт­но­го. Зна­че­н­ня ПЯ ви­зна­ча­ють­ся шля­хом збо­ру і об­роб­ки думок спо­живачів про­дук­ції.

– **ро­зрахун­ко­вий ме­то­д** за­сто­со­ву­єть­ся для об­чис­ле­нь зна­че­нь ПЯ на ос­но­ві ві­до­мих функ­ці­о­наль­них (ана­лі­тич­них) і ста­ти­стич­них за­ле­ж­но­стей і да­них, от­ри­ма­них ін­ши­ми ме­то­да­ми.

Ви­зна­че­н­ня тех­ні­чно­го рі­вня од­но­к­ів­шових екс­ка­ва­то­рів

Об­грун­ту­ван­ня та ви­зна­че­н­ня по­ка­з­ни­ків якос­ті екс­ка­ва­то­рів

Від­по­від­но до ГО­СТу 15467–79 по­ка­з­ни­ком якос­ті на­зи­ва­ють кі­ль­кі­сну ха­рак­те­ри­сти­ку од­нієї або де­кіль­кох вла­стивос­тей про­дук­ції, скла­до­вих якос­ті, що роз­гля­да­єть­ся сто­со­вно пев­них умов її ст­во­рен­ня й ек­сп­лу­а­та­ції (спо­жи­ван­ня).

Номенклатура показників якості екскаваторів наведена в таблиці 5.1, вона встановлюється з урахуванням: призначення і умов використання продукції; вимог споживачів; завдань управління якістю екскаваторів на всіх стадіях його життєвого циклу; складу і структури властивостей продукції, що характеризуються низкою техніко-економічних показників, які наведені в додатку Б.

Оскільки оцінка якості екскаваторів – це визначення ступеня наближення значень параметрів оцінюваних машин до значень базових показників, якими володіє модель еталонної машини, то вибір сукупності базових показників відповідної моделі функціональної еталонної машини є першорядним завданням, яке доводиться вирішувати при оцінці якості екскаваторів.

При виборі сукупності одиничних показників для комплексної оцінки якості екскаваторів необхідно пам'ятати, що в цю сукупність не повинні входити параметри, які лінійно залежать і взаємно прямо визначають один одного, оскільки вони несуть однакову інформацію. У сукупність одиничних показників не повинні також входити параметри, які використовуються для підрахунку функціонального критерію, тому що при підрахунку питомих показників ці параметри скоротяться.

При підборі комплексу параметрів для оцінки якості екскаваторів можна скористатися кореляційним аналізом. У разі кореляції між параметрами, близької до функціонального зв'язку, один з параметрів необхідно виключити, якщо він практично не несе нової інформації, а при незначному впливові параметрів на рівень якості вони виключаються як несуттєві при оцінці якості.

Параметри, що залишилися, слід вважати такими, які необхідно прийняти як сукупність параметрів для оцінки якості екскаваторів.

Таблиця 18.1 – Номенклатура показників якості екскаваторів

Найменування показника якості	Умовне позначення	Тип екскаватора		
		Механічна лопата	Гідроекскаватор	Драглайн
Показники призначення				
Конструктивна маса, т	M_K	+	+	+
Місткість ковша, м ³	V_K	+	+	+
Середній питомий тиск на ґрунт, МПа	q_{cp}	+	+	+
Найбільший радіус копання, м	R_K	+	+	+
Найбільша висота копання, м	H_K	+	+	+
Теоретична продуктивність циклу, с	T	+	+	+
Зусилля на блоці ковша, Н	F_6	+	–	–
Кінцеве навантаження, Н	F_K	–	–	+
Зусилля впровадження, Н	F_{BH}	–	+	–
Показники надійності				

Середній ресурс до капітального ремонту	$R_{KR\text{ ср}}$	+	+	+
Коефіцієнт готовності	K_G	+	+	+
Коефіцієнт технічного використання	K_{TI}	+	+	+
Середній час відновлення, годин	$T_B\text{ ср}$	+	+	+
Показники технологічності				
Коефіцієнт збірності	$K_{сб}$	+	+	+
Питома трудомісткість	q_T	+	+	+
Питома матеріаломісткість	q_M	+	+	+
Естетичні показники				
Узагальнений естетичний показник якості	$K_{ест}$	+	+	+
Патентно–правові показники				
Показник патентного захисту	$П_{П.з}$	+	+	+
Показник патентної чистоти	$П_{П.ч}$	+	+	+
Показники стандартизації й уніфікації				
Коефіцієнт вживаності, %	$K_{пр}$	+	+	+
Коефіцієнт повторюваності, %	$K_{п}$	+	+	+
Економічні показники				
Рівень шуму, дБ	$K_{ш}$	+	+	+
Рівень вібрації, Гц	K_B	+	+	+
Гарантійний термін, років	t_T	+	+	+

У разі прогнозування рівня якості і вибору параметрів для проектування нових машин кількість і набір параметрів повинні бути достатніми для використання їх при розрахунку за прийнятими методиками.

Незалежність один від одного параметрів, за якими проводиться комплексна оцінка якості, дозволяє використовувати ймовірнісно–статистичні методи, у тому числі і математичні методи планування експериментів, які використовуються при проведенні досліджень, розробці конкретних методик оцінки і прогнозування рівня якості екскаваторів.

При виборі базових значень параметрів еталонної моделі машини дуже важливу роль грає ступінь реальності або гіпотетичності базових параметрів, що призначаються.

Якщо модель еталонної машини представлена базовими параметрами, обумовленими державними стандартами, то такий еталон відображає вже досягнутий рівень, оскільки недотримання стандарту переслідується згідно із законом. Така модель еталонної машини придатна лише для оцінки якості серійної продукції, що вже випускається, але вона не відображає перспектив розвитку і не може бути використана при проектуванні нових машин.

У тому випадку, коли за модель еталонної машини прийнята найкраща машина даного призначення, вона може служити зразком, до якого потрібно

прагнути, щоб наблизити рівень якості машини до еталонного значення. Але ця модель еталону також не відображає перспектив подальшого розвитку оцінюваних функціональних машин і не розкриває, за рахунок яких параметрів слід, в першу чергу, вдосконалювати ці машини, тому що ймовірність того, що реальна модель еталонної машини має всі найкращі базові показники, дуже низька. Взагалі проектування нових машин за моделями реальних еталонних машин приводить до хронічного відставання проєктованих машин за якістю від кращих зразків машин даного призначення, оскільки еталонні зразки вже випускаються і удосконалюються, тоді як нові машини тільки проєктуються.

Для оцінки якості нових проєктованих машин повинні бути призначені базові показники (параметри) моделі еталонної машини з урахуванням перспективного зростання якості даних функціональних машин. У цьому випадку, звичайно, значення параметрів існуючої моделі еталонної машини покращують, користуючись відповідним «коефіцієнтом перспективи» [38]. Проте й у цьому випадку не визначаються шляхи вдосконалення проєктованої машини, тобто невідомо, за рахунок яких параметрів, в першу чергу, слід підвищувати якість цих машини, щоб створити машину кращу, ніж ті, що існують.

Очевидно, що з метою оцінки рівня якості при проєктуванні нових і вдосконаленні діючих екскаваторів необхідно мати модель фіктивної еталонної машини з сукупністю перспективних базових параметрів, не досягнутих в жодній з існуючих машин. Значення параметрів гіпотетичної моделі еталонної машини можуть встановлюватися як ідеальні граничні значення (наприклад, коефіцієнт корисної дії або коефіцієнт безперервності роботи, які не можуть бути вище одиниці) або призначаються експертами з урахуванням бажаної зміни значень параметрів у найближчій перспективі.

Встановлення граничних значень параметрів для більшості показників якості практично неможливе, а в тих випадках, коли це можливо, виявляється не завжди доцільним. Оскільки явна недосяжність граничних значень не надихає конструкторів на творчий пошук, то граничні значення не можуть бути рекомендовані для вибору базових показників. Призначення ж перспективних базових параметрів експертним способом дуже трудомістке і не позбавлене суб'єктивності, яка при кількісній оцінці перспективних рішень звичайно приводить до суттєвих помилок.

З викладеного вище витікає, що базові показники для оцінки якості функціональних машин одного призначення повинні задовольняти наступним вимогам [36, 37, 38]:

- мати найкращі з досягнутих значень в машинах даного призначення;
- виключати експертні способи призначення базових показників;
- сприяти визначенню параметрів, за рахунок яких найдоцільніше удосконалювати функціональні машини;
- бути динамічними, тобто мати здатність змінюватися у міру вдосконалення машин.

Цим вимогам задовольняє модель еталонної машини, що складається з базових показників, як найкращих параметрів, яких вже досягнуто хоча б в одній з функціональних машин даного призначення. Таким чином, модель еталонної машини є фіктивною моделлю, складеною з реальних вже досягнутих значень параметрів у різних машинах одного призначення.

Методика оцінки технічного рівня екскаваторів

Для одноківшових екскаваторів, як одного із видів гірничих машин, найбільш прийнятною є методика оцінки якості гірничих машин, яка розроблена в Московському національному гірничотехнічному університеті під керівництвом професора Г. І. Солода [9, 36].

Основні етапи оцінки технічного рівня одноківшових екскаваторів:

- вибір або призначення показників, які характеризують технічну досконалість машин (додаток Б);
- визначення питомих показників;
- визначення базових показників еталонної машини;
- складання таблиці – матриці, яка відображає технічний стан машини і досконалість;
- обґрунтування еталонного зразка машини.

Визначення базових показників моделі еталонної функціональної машини даного призначення доцільно проводити за питомими показниками. З цією метою необхідно визначити значення питомих величин (x_{ij}) параметрів (P_{ij}), прийнятих для оцінки якості машин одного функціонального призначення:

$$x_{ij} = \frac{P_{ij}}{\lambda_i}, \quad (18.1)$$

де i – порядковий номер машини в даній сукупності;
 j – порядковий номер параметра.

Підраховані за формулою (18.1) значення показників x_{ij} заносять до таблиці–матриці:

$$\{x_{ij}\} = \begin{vmatrix} x_{11} & x_{21} & \cdots & x_{1j} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2j} & \cdots & x_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot \\ x_{i1} & x_{i2} & \cdots & x_{ij} & \cdots & x_{in} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot \\ x_{m1} & x_{m2} & \cdots & x_{mj} & \cdots & x_{mn} \end{vmatrix} \quad (18.2)$$

Рядок матриці відноситься до однієї з машин сукупності і складається зі значень питомих величин кожного i -го параметра, а кожен стовпець показує питому величину показників якості по одному з j -х параметрів кожної машини сукупності.

З усіх одержаних j -х стовпців таблиці–матриці обираються мінімальні значення питомих величин показників якості і приписуються їм відповідні індекси:

$$\{x_{\acute{a}j}\} = |x_{\acute{a}1}, x_{\acute{a}2}, \dots, x_{\acute{a}j}, \dots, x_{\acute{a}n}|. \quad (18.3)$$

Сукупність значень $\{x_{\acute{a}j}\}$ є динамічною моделлю фіктивної еталонної машини, якій притаманні найбільш високі (вже досягнуті в різних машинах, та, як правило, що не мають аналога у вигляді однієї машини) властивостями, виражені в питомих величинах показників.

В окремому випадку, коли всі $x_{\acute{a}j}$ належать одній машині, має місце не фіктивна, а реальна модель еталонної машини.

Усі подальші порівняння показників якості проводяться за відношенням до фіктивного еталону.

При оцінці рівня якості однотипних машин у ряді випадків для вибору базових показників доцільно скористатися не питомими (x_{ij}), а відносними (h_{ij}) показниками, тобто відношенням значень показників якості (P_{ij}) до значення головного параметра (F_1) машини даного типу.

У цьому випадку формула (5.1) буде мати вигляд:

$$h_{ij} = \frac{P_{ij}}{F_1}. \quad (18.4)$$

Складаючи з відносних показників h_{ij} таблицю–матрицю, отримаємо:

$$\{h_{ij}\} = \begin{vmatrix} h_{11} & h_{21} & \dots & h_{1j} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \dots & h_{2j} & \dots & h_{2n} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \dots & \cdot \\ h_{i1} & h_{i2} & \dots & h_{ij} & \dots & h_{in} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \dots & \cdot \\ h_{m1} & h_{m2} & \dots & h_{mj} & \dots & h_{mn} \end{vmatrix} \quad (18.5)$$

Вибравши з таблиці–матриці найкращі значення відносних величин показників якості, складемо модель фіктивної еталонної машини:

$$\{h_{\acute{a}j}\} = |h_{\acute{a}1}, h_{\acute{a}2}, \dots, h_{\acute{a}j}, \dots, h_{\acute{a}n}|. \quad (18.6)$$

Ця модель і використовується при оцінці якості однотипних машин.

Модель еталонного виробу, складену із відносних величин, доцільно використовувати при оцінці якості елементів машин або виробів, що самостійно не виконують даний технологічний або виробничих процес, а також при оцінці якості виробів безвідносно до машини, у якій використовуються ці деталі.

При визначенні відносних і питомих значень необхідно стежити за тим, щоб для всіх показників зменшення параметрів приводило до поліпшення виробу. Для параметра, із зменшенням значень якого виріб погіршується, повинні бути взяті їх зворотні величини.

Таке впорядкування відносних і питомих значень показників, прийнятих для оцінки якості, суттєво спрощує методику і сам процес підрахунку рівня якості екскаваторів.

Алгоритм визначення технічного рівня гусеничних рушіїв екскаваторів наведено на рисунку 18.2.

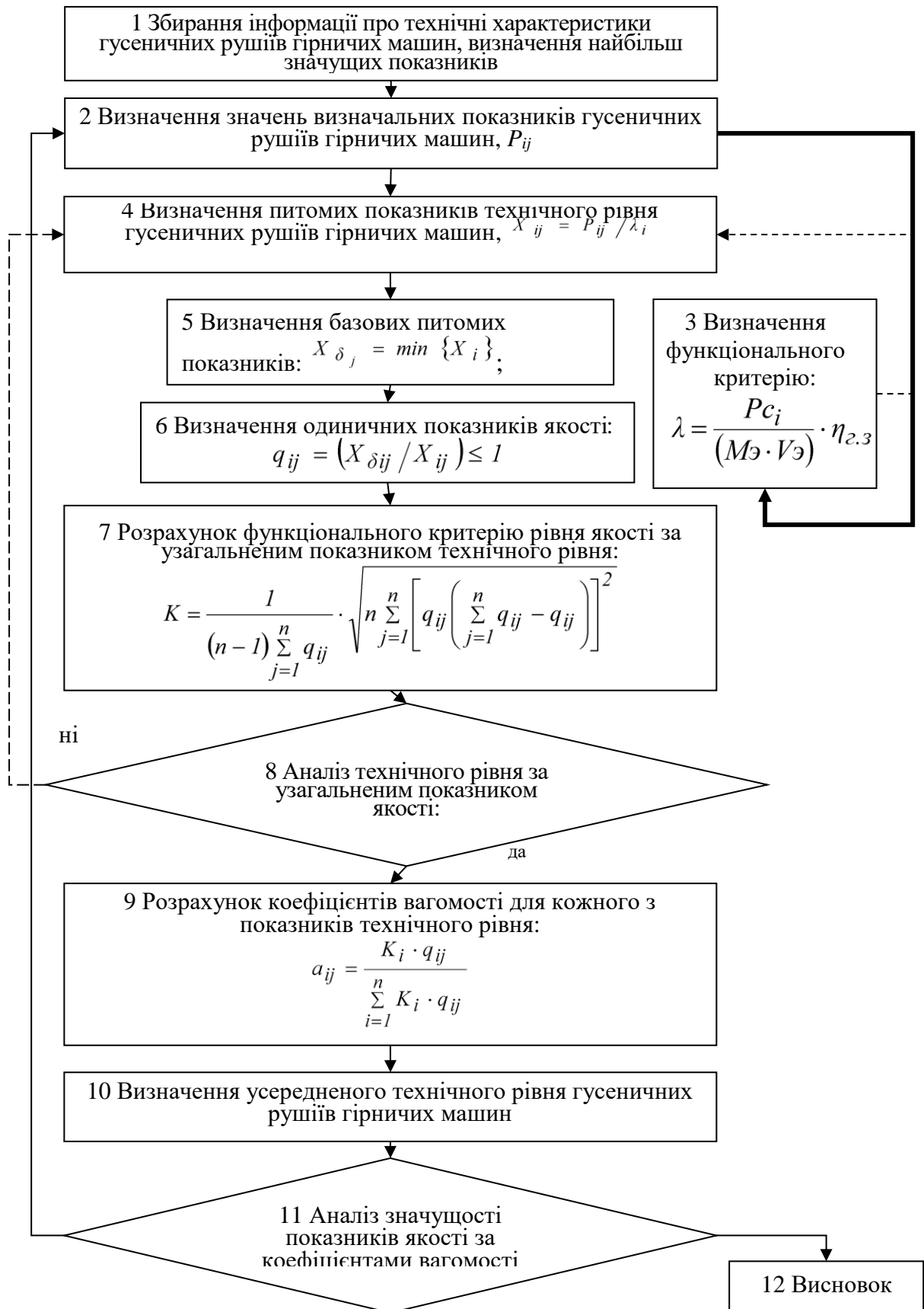


Рисунок 18.2 – Алгоритм визначення гусеничних рушіїв технічного рівня екскаваторів

Методика розрахунку комплексних показників технічного рівня кар'єрних екскаваторів та основні напрямки їх підвищення

Відповідно до приведеного алгоритму (рисунок 5.2) розрахунок показників якості ведеться в наступному порядку [36].

1 Знаходження одиничних показників q_{ij} , для чого застосовано диференціальний метод.

2 Визначення базових питомих показників. За базові показники приймають окремі техніко-економічні показники екскаваторів, або їх сукупність (вага машини, зусилля на блоці або продуктивність, енергоємність).

3 Базове значення j -го питомого показника $x_{á_j}$ еталонного (базового) екскаватора повинно визначатися за умови:

$$x_{á_j} = \min_{1 \leq i \leq n} \{x_{ij}\}. \quad (18.7)$$

4 Порядок визначення значень величин одиничних показників x_{ij} .

При порівнянні екскаваторів різних типів, типорозмірів екскаваторів і їх основних техніко-економічних параметрів j -тий показник якості i -того екскаватора визначається за формулою:

$$x_{ij} = \frac{P_{ij}}{\lambda_i}, \quad (18.8)$$

де P_{ij} – абсолютне значення j -того показника якості i -того порівнюваного екскаватора (наприклад, зусилля на блоці);

λ_i – функціональний критерій i -го порівнюваного екскаватора, повинен визначатися залежно від типу екскаваторів.

Прийнята формула є такою, якій надається перевага, оскільки вона універсальна.

5 Розрахунок функціонального критерію λ .

Для механічних лопат, драглайнів і гідравлічних екскаваторів функціональний критерій якості, як правило, визначають у залежності від продуктивності:

– для механічних лопат:

$$\lambda = QK_F; \quad (18.9)$$

– для драглайнів:

$$\lambda = Q\sqrt{K_F^2 + \rho \cdot L_{mp}^2},$$

де Q – теоретична продуктивність екскаватора, м³/ч;

K_F – питомий опір копанню, МПа;
 ρ – питома вага ґрунту, кг/м³;
 L_{mp} – шлях транспортування ковша, м.

6 Рівень якості за j -м одиничним показником:

$$q_{ij} = \frac{x_{aj}}{x_{ij}} \leq 1, \quad (18.10)$$

де x_{aj} – значення еталонного показника якості, який визначається по техніко-економічними та іншими даними фірм – виробників екскаваторів (додаток Б).

7 Розрахунок рівня якості за узагальненим (комплексним) показником проведений за формулою [36]:

$$K = \frac{1}{(n-1) \sum_{j=1}^n q_{ij}} \sqrt{n \sum_{j=1}^n \left[q_{ij} \left(\sum_{j=1}^n q_{ij} - q_{ij} \right) \right]^2}, \quad (18.11)$$

де n – кількість показників, прийнятих для оцінки якості, наприклад в таблиці 5.2 наведено 8 показників якості, які взяті з додатку Б.

Таблиця 18.2 – Показники призначення екскаваторів

Показники призначення	ЕКГ–3,2	ЕКГ–4У	ЕКГ–6,3	ЕКГ–8	ЕКГ–12,5
Місткість ковша, м ³	3,2	4	6,3	8	12,5
Найбільша висота копання, м	9,8	10,2	17,1	13	16,9
Найбільший радіус копання, м	13,5	14,6	19,8	17,7	22,5
Зусилля на блоці ковша, кН	380	450	700	750	1300
Середній питомий тиск на ґрунт, кН	0,178	0,215	0,205	0,203	0,195
Теоретична тривалість циклу, с	23,3	24	30	26	32
Конструктивна вага, т	131	185	380	363	658,2
Теоретична продуктивність, $Q_i = \frac{3600V_k}{T}$, м ³ /Г	494,421	600	756	1107,692	1406,25
Функціональний критерій, $\lambda_j = Q K_F$	98,884	120	151,2	221,538	281,25

Рівень якості за узагальненим показником є безрозмірною величиною меншою за одиницю.

Примітка. В тому випадку, якщо по одному з порівнюваних екскаваторів за всіма показниками $x_{ij} = x_{\hat{a}j}$, то він є реальною базовою моделлю екскаватора, і рівень якості такого екскаватора за узагальненим показником дорівнює одиниці.

Для розрахунку приймаємо:

$K_F = 0,2$ МПа – це коефіцієнт опору різання ґрунтів, який в даному випадку приймається однаковим для всіх екскаваторів.

Для даного приклада візьмемо екскаватори виробництва ІЗВМ (Росія), велика кількість яких працює на земляних та гірничих роботах в Україні (Полтавський ГЗК, Інгулецький ГЗК та ін.).

Розрахунок проводимо за показниками призначення (додаток Б).

Наприклад, для екскаватора ЕКГ–3,2 (ІЗВМ) назначаємо показники якості (таблиця 5.2) згідно з якими визначаємо за формулою (18.9) функціональний критерій:

$$\lambda = QK_F = 494,4 \cdot 0,2 = 98,8 \text{ (м}^3\text{/год} \cdot \text{МПа)}.$$

Значення розмірностей у цьому випадку в подальших розрахунках можна не враховувати.

Значення питомих показників якості для екскаватора ЕКГ–3,2 визначаємо за залежністю (5.8), наприклад значення першого з таблиці показника:

$$X_{11} = \frac{E_{11}}{\lambda} = \frac{3,2}{98,84} = 3,24 \cdot 10^{-2}.$$

Таким чином визначаємо всі питомі показники для обраних (або призначених) типів одноківшевих екскаваторів і дані заносимо до таблиці 18.3, яка за сутністю є таблицею – матрицею (формула 18.2), у якій останній стовпець є еталонною моделлю екскаватора з багатьох обраних (або призначених).

Після того, як заповнена таблиця 5.3 визначаємо рівень якості екскаваторів за одиничними показниками для чого скористаємося формулою (5.10) для першого одиничного показника екскаватора ЕКГ–3,2:

$$g_{11} = \frac{x_{11}}{x_{\delta 1}} = \frac{3,24 \cdot 10^{-2}}{3,24 \cdot 10^{-2}} = 1.$$

Результати розрахунків якості за одиничними показниками заносимо до таблиці 5.3. Сюди також заносимо і значення комплексного показника якості, який розраховуємо за формулою (18.11).

Таблиця 18.3 – Питомі значення показників призначення і вибір базової моделі

Питомий показник	ЕКГ-3,2	ЕКГ-4У	ЕКГ-6,3	ЕКГ-8	ЕКГ-12,5	Базова модель
x_{i1}	$3,24 \cdot 10^{-2}$	$3,33 \cdot 10^{-2}$	$4,17 \cdot 10^{-2}$	$3,61 \cdot 10^{-2}$	$4,44 \cdot 10^{-2}$	$3,24 \cdot 10^{-2}$
x_{i2}	$9,91 \cdot 10^{-2}$	$8,5 \cdot 10^{-2}$	$1,13 \cdot 10^{-1}$	$5,87 \cdot 10^{-2}$	$6,01 \cdot 10^{-2}$	$5,87 \cdot 10^{-2}$
x_{i3}	$1,36 \cdot 10^{-1}$	$1,22 \cdot 10^{-1}$	$1,31 \cdot 10^{-1}$	$7,99 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$7,99 \cdot 10^{-2}$
x_{i4}	$8,43 \cdot 10^{-1}$	$7,5 \cdot 10^{-1}$	$6,3 \cdot 10^{-1}$	$3,85 \cdot 10^{-1}$	$6,22 \cdot 10^{-1}$	$3,85 \cdot 10^{-1}$
x_{i5}	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$1,79 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$9,16 \cdot 10^{-4}$	$6,93 \cdot 10^{-4}$	$6,93 \cdot 10^{-4}$
x_{i6}	$2,36 \cdot 10^{-1}$	$2 \cdot 10^{-1}$	$1,98 \cdot 10^{-1}$	$1,17 \cdot 10^{-1}$	$1,14 \cdot 10^{-1}$	$1,14 \cdot 10^{-1}$
x_{i7}	$3,25 \cdot 10^{-1}$	$5,42 \cdot 10^{-1}$	$5,13 \cdot 10^{-1}$	$6,38 \cdot 10^{-1}$	$3,4 \cdot 10^{-1}$	$3,25 \cdot 10^{-1}$

Базова модель складена з найменших значень питомих показників, які є базовими значеннями. Результати розрахунку рівня якості за одиничними показниками і за узагальненим показником наведені в таблиці 18.4.

Таблиця 18.4 – Рівень якості за одиничними і по комплексному показниках

Одиничний показник	ЕКГ-3,2	ЕКГ-4У	ЕКГ-6,3	ЕКГ-8	ЕКГ-12,5
q_{i1}	1	0,97	0,78	0,9	0,73
q_{i2}	0,59	0,69	0,52	1	0,98
q_{i3}	0,59	0,66	0,61	1	1
q_{i4}	0,88	0,9	0,73	1	0,73
q_{i5}	0,39	0,39	0,51	0,76	1
q_{i6}	0,48	0,57	0,57	0,97	1
q_{i7}	1	0,86	0,53	0,81	0,57
Σq_{ij}	4,93	5,04	4,25	6,44	6,01
K_i	0,83	0,84	0,78	0,96	0,92

У результаті розрахунків отримаємо еталонну модель екскаватора:

$$x_{\delta} = (x_{11}; x_{24}; x_{34}; x_{45}; x_{55}; x_{16}).$$

З наведеної моделі видно, що достатньо високі показники має цілий ряд екскаваторів, але в жодного з них немає оптимального співвідношення вбраних показників, хоча найвищий технічний рівень серед розглянутих машин має екскаватор ЕКГ-8, що видно з таблиці 18.4.

Результати розрахунку дозволяють зробити висновок про те, що найбільш високий рівень якості серед розглянутих екскаваторів за показниками призначення досягнутий у екскаваторів ЕКГ–8 і ЕКГ–12,5.

Аналіз таблиці 18.4 дозволяє знайти основні напрямки підвищення технічного рівня таких екскаваторів, серед яких слід відзначити наступні: зменшення питомої металоемності машин за рахунок застосування сучасних матеріалів; підвищення продуктивності екскаваторів за рахунок зменшення тривалості циклу; обґрунтування раціональної величини зусилля на блоці ковша та інші.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- 1 **Мельников, Н.В.** Теория и практика открытых разработок / Н.В. Мельников. – М.: Недра, 1979. – 636с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 2 **Ржевский, В.В.** Процессы открытых горных работ / В.В. Ржевский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1978. – 541с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 3 **Машины для земляных работ:** учебник для вузов / Ю.А. Ветров, А.А. Кархов, А.С. Кондра, В.П. Станевский; под общ. ред. Ю.А. Ветрова. – 2-е изд., дораб. и доп. – К.: Вища шк., 1981. – 384с.– ISBN 000-000-000-000-0.
- 4 **Беляков, Ю.И.** Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах / Ю.И. Беляков. – М.: Недра, 1977. – 295с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 5 **Ржевский, В.В.** Физико-технические параметры горных пород / В.В. Ржевский. – М.: Наука, 1975. – 212с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 6 **Баладинський, В.Л.** Машины для земляних робіт: конспект лекцій для вузів / В.Л. Баладинський. - К.: КДТУБА, 1993. – 188с.: іл. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 7 **Домбровский, Н.Г.** Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения / Н.Г. Домбровский. – М.: Машиностроение, 1969. – 318с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 8 **Гальперин, М.И.** Строительные машины: учебник для вузов / М.И. Гальперин, Н.Г. Домбровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1980. – 344с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 9 **Подэрни, Р.Ю.** Горные машины и комплексы для открытых работ: учеб. пособие: В 2 т. Т. 1. – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МГГУ, 2001. – 422с. – ISBN 5-7418-0120-X.
- 10 **Проектирование машин для земляных работ:** учеб. пособие для вузов / под ред. А.М. Холодова. – Харьков: Вища шк., 1986. – 271с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 11 **Машины для земляных работ:** учебник для студ. втузов / под общ. ред. Н.Г. Гаркави. – М.: Высш. шк., 1982. – 335с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 12 **Ветров, Ю.А.** Резание грунтов землеройными машинами / Ю.А. Ветров. – М.: Машиностроение, 1971. – 357с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 13 **Баладинський, В.Л.** Техніка руйнування і транспортування робочих середовищ / В.Л. Баладинський. - К.: МП «Леся», 2001. – 230с.: іл. – ISBN 966-7166-02-03.
- 14 **Онищенко, О.Г.** Будівельна техніка: навч. посібник для ВЗО / О.Г. Онищенко, В.М. Помазан. – К.: Урожай, 1999. – 304с.: іл. – ISBN 966-05-0015-7.
- 15 **Подэрни, Р.Ю.** Горные машины и комплексы для открытых работ: учеб. пособие: В 2 т. Т. 2. – 4-е изд., стер. – М.: МГГУ, 2001. – 332с.: ил. – ISBN 5-7418-0120-X.

- 16 **Ветров, Ю.О.** Машины для земляных работ. Приклады розрахунків: навч. посібник / Ю.О. Ветров, В.В. Власов. – К.: УСДО, 1995. – 304с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 17 **Фрейнкман, И.Е.** Землеройные машины / И.Е. Фрейнкман, В.К. Ильгисонис. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1972. – 242с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 18 **Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин:** учебник для техникумов / под ред. Л.А. Гобермана. – М.: Машиностроение, 1979. – 407с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 19 **Вуль, Ю.Я.** Одноковшовые экскаваторы НКМЗ / Ю.Я. Вуль. – М.: Недра, 1978. – 189с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 20 **Астафьев, Ю.П.** Горное дело / Ю.П. Астафьев. – М.: Недра, 1973. – 219с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 21 **ГОСТ 15134-69.** Экскаваторы одноковшовые универсальные. Термины. – Введ. 1970-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 27с.
- 22 **ГОСТ 5182-78.** Грунты. Методы лабораторного определения объемного веса. – Введ. 1978-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 10с.
- 23 **ГОСТ 12248-78.** Грунты. Методы лабораторного определения сопротивления срезу. – Введ. 1980-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 17с.
- 24 **ГОСТ 12536-79.** Грунты. Методы лабораторного определения гранулометрического (зернового) и микроагрегатного состава. – Введ. 1980-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 24с.
- 25 **ОСТ 24.072.11-81.** Забои одноковшовых экскаваторов. Показатели качества. – Введ. 1982-07-01. - Свердловск: Изд-во УЗТМ, 1982. – 10с.
- 26 **Шеффлер, М.** Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт; сокр. пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1980. – 255с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 27 **Баловнев, В.И.** Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: учеб. пособие для вузов / В.И. Баловнев. – М.: Высш. школа, 1981 – 335с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 28 **Сатовский, Б.И.** Современные карьерные экскаваторы / Б.И. Сатовский. – М.: Недра, 1970. – 480с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 29 **Михайлов, Ю.И.** Горные машины и комплексы / Ю.И. Михайлов, Л.И. Кантович. – М.: Недра, 1975. – 425с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 30 **Экскавационно-транспортные машины циклического действия.** Справочник механика открытых работ / М.И. Щадов, Р.Ю. Подэрни, Е.Н. Улицкий и др.; под ред. М.И. Щадова, Р.Ю. Подэрни. – М.: Недра, 1989. – 374с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.
- 31 **Павлов, В.П.** Проектирование одноковшовых экскаваторов с применением ЭВМ и САПР: учеб. пособие / под ред. В.П. Павлова. – Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1988. – 184с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.

32 **ОСТ 24.072.04-79.** Экскаваторы одноковшовые с вместимостью ковша 4м³ и более. Термины и определения. – Введ. 1979-03-23. – Свердловск: УЗТМ, 1979. – 18с.

33 **ОСТ 24.072.06-80.** Ковши прямых лопат одноковшовых экскаваторов. Типы, ряды вместимостей. – Введ. 1981-07-01. – Свердловск: УЗТМ, 1981. – 3с.

34 **Шаповал, М. І.** Основи стандартизації, управління якістю і сертифікації: підручник / М. І. Шаповал. – 2-е вид. – К.: Т-во „Знання”, КОО, 1998. – 152 с.: іл. – ISBN 966-7508-04-8.

35 **Азгальдов, Г. Г.** О квалиметрии / Г. Г. Азгальдов, Э. П. Райзман. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 145с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.

36 **Солод, Г. И.** Оценка качества горных машин / Г. И. Солод. – М.: МГУ, 1975. – 72 с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.

37 **Методика оценки уровня качества промышленной продукции /** под ред. Л.Н. Амана, Ю.С. Вениаминова, В.С. Германа. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 59 с.: ил. – ISBN 000-000-000-000-0.

38 **Бобровников, Г.Н.** Комплексное прогнозирование создания новой техники / Г.Н. Бобровников, А.И. Клебанов. – М.: Экономика, 1989.– 205 с.: ил. – ISBN 5-282-00624-3.

39 **Управление качеством:** учебник для вузов / С.Д. Ильенкова, Н.Д. Ильенкова, В.С. Мхитарян; под ред. С.Д. Ильенковой. – М.: Банки и биржи, ЮНИТИ, 1998. – 199 с.: ил. – ISBN 5-238-00009-X.

40 **ГОСТ 15467-79.** Управление качеством продукции: Основные понятия. Термины и определения. – Взамен ГОСТов 15467-70, 16431-70, 17341-71, 17102-71. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 26 с.: ил.

41 **Боженко, Л.І.** Управління якістю, основи стандартизації та сертифікації продукції: навч. посібник / Л.І. Боженко, О.Й. Гутта. – Львів: Афіша, 2001.– 176 с.: іл. – ISBN 966-7760-89-8.