Тема роботи:
«Аналіз конструкції ланцюгового траншейного екскаватору з баровим робочим обладнанням»

Виконав: студент групи ГМБ-23 ск _____ В.В.Челишев

Керівник випускної роботи: канд.техн.наук, доц. _____ В.А.Громадський

Кривий Ріг
2026 р

ВСТУП

Сучасний розвиток гірничодобувної промисловості України супроводжується ускладненням гірничо-геологічних умов, збільшенням глибин розробки та підвищенням вимог до темпів підготовчих і допоміжних робіт. Особливої актуальності набувають процеси формування траншей, дренажних канав, технологічних виробок і нарізних щілин у кар'єрах, зокрема у вугільній промисловості. Такі роботи є невід'ємною складовою підготовки фронту видобутку, організації водовідведення, прокладання тимчасових і постійних інженерних комунікацій, а також створення умов безпечної експлуатації родовищ.

У відкритих гірничих роботах траншеї виконують важливу функцію — вони забезпечують доступ до корисної копалини, розкриття пластів, прокладання транспортних та енергетичних ліній, систем дегазації та водовідливу. В умовах щільних, мерзлих або неоднорідних ґрунтів і порід традиційні землерийні машини циклічної дії не завжди забезпечують необхідну продуктивність і точність профілю виробки. Це зумовлює потребу у застосуванні спеціалізованих машин безперервної дії.

Одним із найбільш ефективних технічних рішень для виконання траншейних робіт у гірничих умовах є ланцюгові траншейні екскаватори з баровим робочим обладнанням. Принцип їх роботи полягає у безперервному різанні ґрунту або породи за допомогою замкненого ланцюга з ріжучими елементами, що рухається вздовж напрямної балки (бара). Така схема забезпечує стабільну глибину траншеї, рівномірне навантаження на привід та високу продуктивність.

Барове робоче обладнання особливо ефективне при формуванні вузьких і глибоких траншей до 2,5 м, що є типовим для дренажних систем, дегазаційних комунікацій, кабельних ліній і трубопроводів у межах кар'єрів. Крім того, ланцюгові екскаватори здатні працювати в умовах сезонного промерзання ґрунтів, що є характерним для більшості регіонів України.

Застосування таких машин у гірничій галузі дозволяє:

- підвищити темпи підготовчих робіт;
- зменшити витрати на формування виробок;
- забезпечити точність геометричних параметрів траншеї;
- скоротити обсяг допоміжних операцій;
- підвищити рівень механізації та безпеки праці.

Разом з тим ефективність роботи ланцюгового траншейного екскаватора значною мірою залежить від раціональності його конструктивної схеми, параметрів барового робочого органа, характеристик приводу та відповідності силових можливостей умовам гірничого середовища. Недостатня обґрунтованість цих параметрів може призвести до перевантаження вузлів, підвищеного зносу ріжучих елементів, перевитрат енергії та зниження загальної продуктивності.

У зв’язку з цим виникає необхідність проведення детального аналізу конструкції ланцюгового траншейного екскаватора з баровим робочим обладнанням, оцінки його технічних можливостей та визначення напрямів удосконалення для роботи в умовах гірничого виробництва.

Метою роботи є аналіз конструкції ланцюгового траншейного екскаватора з баровим робочим обладнанням для створення траншей глибиною до 2,5 м у мерзлих та немерзлих ґрунтах і породах, а також оцінка його відповідності вимогам гірничих робіт.

Об’єктом дослідження є ланцюговий траншейний екскаватор як гірнича машина безперервної дії.

Предметом дослідження є конструктивна схема барового робочого обладнання, його геометричні та силові параметри, а також закономірності взаємодії ріжучих елементів з ґрунтом і породою під час формування траншеї.

1. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕКСКАВАТОРУ ТРАНШЕЙНОГО

1.1. Огляд існуючих конструкцій траншейних екскаваторів

Однім з основних шляхів інтенсифікації розробки твердих та міцних ґрунтів є використання машин безперервної дії [1, 3 – 6].

Машини безперервної дії це такі машини, у яких робочий орган протягом всього часу роботи дотикаються з об’єктом впливу (ґрунтом) і всі технологічні операції виконуються водночас та безперервно [1, 3-6].

Унаслідок поєднання операцій машини безперервної дії в порівнянні з екскаваторами циклічної дії продуктивніші. Проте вони менш універсальні і успішно застосовуються при чималому об’ємі земляних робіт. Екскаватори безперервної дії працюють в ґрунтах до V групи включно, а також можуть захоплювати камені, об’єм яких не перевищує ємкості ковшів або розміри яких не перевищують розмірів ріжучого органу [1, 3-6].

Ланцюгові траншейні екскаватори призначені для розроблення траншей із рівними боковими поверхнями та рівним дном. Після виконання робіт із прокладання трубопроводів чи кабельних ліній, як правило, відсутня потреба у проведенні додаткового планування траншеї. Вийнятий ґрунт укладається безпосередньо біля бровки, що полегшує подальше виконання зворотної засипки. Випуск таких екскаваторів здійснюється на базі колісних або гусеничних тракторів. Робоче обладнання має скребковий тип, система керування є гідравлічною, а регулювання робочих швидкостей здійснюється плавно, без фіксованих ступенів [1, 3-6].

У траншейному екскаваторі ЕТЦ-165 (рис. 1.1) робоче обладнання розміщене у задній частині машини та складається з ланцюгового робочого органу 4 скребкового типу і шнекового конвеєра 7. Передавання потужності до робочого обладнання здійснюється від вала відбору потужності трактора через редуктор 8, оснащений муфтою граничного моменту. У передній частині базового трактора встановлено відвал. Наявність двох ведучих мостів трактора МТЗ-82 забезпечує екскаватору високі тягові та зчіпні характеристики [1, 3-6].

Бульдозерний відвал має можливість повороту та бокового зміщення, завдяки чому забезпечується ефективне виконання робіт із засипання траншей.

Навісне обладнання, до складу якого входять редуктор приводу робочого органу, механізм підйому робочого органу, ходозменшувач, поворотне бульдозерне обладнання та додаткова гідросистема, монтується на трактор без внесення конструктивних змін у його базову конструкцію [1, 3-6].

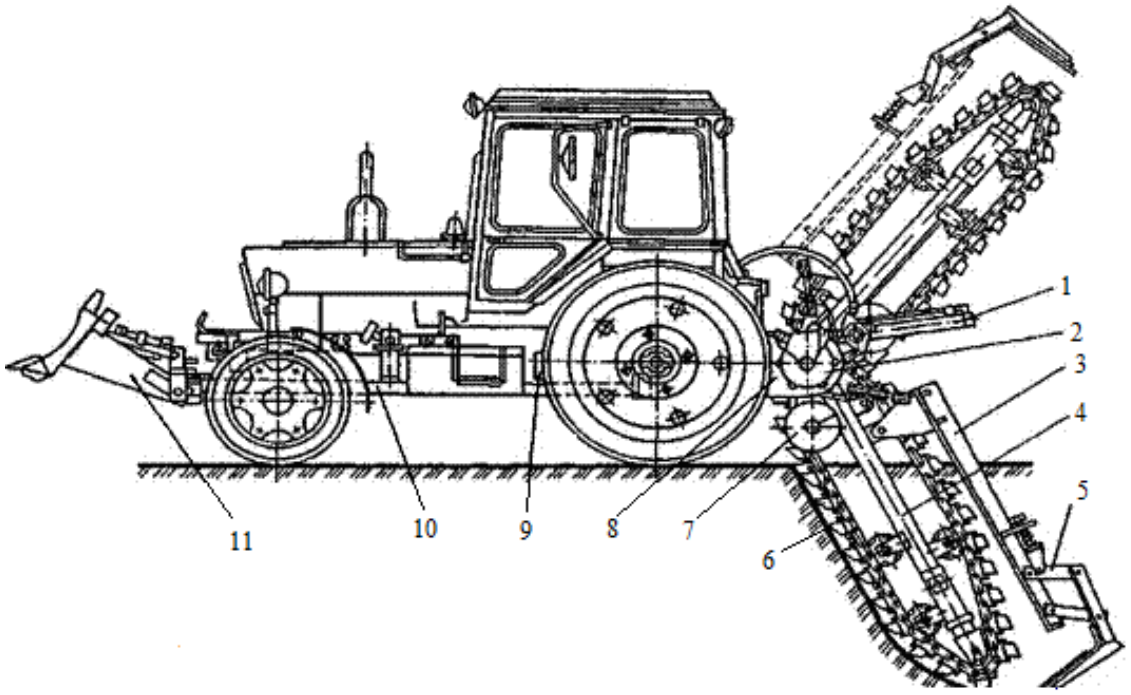


Рис. 1.1 – Екскаватор ЕТЦ-165А [9, 11]: 1 – механізм підйому і опускання робочого органу; 2 – привідний вал; 3 – додаткова рама робочого органу; 4 – робочий орган; 5 – зачисний черевик; 6 – робочий ланцюг; 7 – шнековий конвеєр; 8 – редуктор приводу робочого органу; 9 – ходозменшувач; 10 – трактор; 11 – відвал бульдозера

Корпус приводу робочого органу закріплений на корпусі заднього моста трактора. Передавання руху здійснюється через триступеневий редуктор, який отримує обертання від заднього вала відбору потужності трактора. Конструкція редуктора забезпечує чотири робочі швидкості та дві реверсивні швидкості руху робочого ланцюга. Для запобігання пошкодженню деталей екскаватора під час контакту робочого органу з непереборними перешкодами у приводі передбачено встановлення запобіжної муфти [1, 3-6].

Шнековий конвеєр, призначений для транспортування ґрунту у відвал та очищення берми, монтується на рамі робочого органу відповідно до заданої глибини копання. Його привід здійснюється від робочого ланцюга. Для остаточного очищення та вирівнювання дна траншеї рама робочого органу обладнана консольним зачисним черевиком [1, 3-6].

Екскаватор ЕТЦ-252А призначений для розроблення траншей прямокутного та трапецеїдального профілю у ґрунтах, що містять кам'янисті включення розміром до 200 мм.

Машина створена на базі трелювального трактора ТТ-4, з якого демонтовано лебідку разом із роздавальною коробкою, вантажний пристрій, гідроциліндр, гідробак і гідророзподільник. Раму трактора підсилено та адаптовано для монтажу елементів робочого обладнання [1, 3-6].

У трансмісії екскаватора встановлено розподільну коробку, призначену для передавання потужності двигуна на робочий орган, насос, гідромотори та ходову частину трактора.

Робочий орган забезпечує розроблення траншей глибиною до 2,5 м. За потреби може встановлюватися додаткова рама-вставка зі скребками та ланцюгами, що дозволяє збільшити глибину риття до 3,5 м.

На машині використовуються скребки шести різновидів, які відрізняються схемою розміщення зубів. Для формування трапецеїдального профілю траншеї у ґрунтах I-III груп із шириною по верху 2,8 м і по низу до 1 м застосовують ланцюгові відкосоутворювачі [1, 3-6].

Для захисту вузлів екскаватора від пошкоджень під час контакту скребків із непереборною перешкодою на фланці кутового редуктора встановлено запобіжний пристрій.

Екскаватор комплектується робочим органом для розроблення немерзлих ґрунтів. У разі необхідності роботи в мерзлих ґрунтах робочий орган переобладнують: встановлюють додаткові підтримувальні ролики, ікла з твердосплавними пластинами, демонтують розширювачі на скребках і ланцюзі відкосоутворювача, а також вимикають дію пружин амортизувального пристрою та виконують інші операції.

Піднімання та опускання робочого органу, обертання конвеєра й регулювання швидкості його переміщення здійснюються гідравлічно. Транспортування екскаватора на значні відстані виконується на причепі-ваговозі під час перевезення автомобільними дорогами або на відкритій залізничній платформі вантажопідйомністю 62 т [1, 3-6].

Екскаватор ЕТЦ-151 є модифікованим варіантом екскаватора ЕТЦ-252А та використовується для риття кюветів і каналів трапецеїдального профілю.

Екскаватор ЕТЦ-208В призначений для розроблення траншей прямокутного перерізу в мерзлих і особливо міцних немерзлих ґрунтах. Машина оснащена ланцюговим робочим органом. Переміщення екскаватора та регулювання швидкості робочого ходу виконуються за допомогою гідроприводу.

Для подавання ґрунту у транспортні засоби або у відвал використовується конвеєр. Зміна його положення залежно від напрямку вивантаження ґрунту, а також переведення секцій конвеєра у транспортне положення здійснюються за допомогою лебідки та системи блоків [1, 3-6].

На невеликі відстані, до 10 км, екскаватори переміщуються власним ходом, а на значні — перевозяться транспортними засобами. Ланцюг робочого органу складається з ланок гусеничного ланцюга трактора Т-100М, на яких закріплені різці та сколювальні клини. Різці призначені для розроблення мерзлих ґрунтів. Вони оснащуються стандартними твердосплавними пластинами, а для роботи у немерзлих ґрунтах мають зносостійке наплавлення. Під час руху ланцюга та поступального переміщення машини різці прорізають у ґрунті канавки, а цілики між ними руйнуються боковим розпором клинів. Ґрунт виноситься із траншеї робочим ланцюгом і далі подається скребками конвеєра у відвал [1, 3-6].

Робочий орган екскаватора ЕТЦ-208В виконаний у вигляді барового механізму з ріжучим ланцюгом, який складається з кулачків, з’єднаних пальцями. Положення пальців фіксується пружинними кільцями. У кулачках встановлюються змінні зуби, що закріплюються стопорами. Для остаточного очищення дна траншеї робочий орган обладнаний зачисним черевиком. Конвеєр для відведення ґрунту у відвал конструкцією не передбачений [1, 3-6].

Піднімання, опускання та примусове заглиблення робочого органу в ґрунт здійснюються двома гідроциліндрами, штоки яких з'єднані з рамою робочого органу.Призначення ланцюгового траншейного екскаватора ЕТЦ-250 (рис. 1.2) – риття траншей під прокладку газопроводів, водопроводів і електрокабелів в грунтах I–IV категорій, а також в мерзлих грунтах сезонного промерзання [1, 3-6].

Траншейний екскаватор ЕТЦ 250 (траншеєкопач) оснащений двома гусеничними візками з регульованим гідрооб'ємним приводом і вбудованими гальмами, незалежною підвіскою гусениць, а також має можливість автоматичної стабілізації робочого органу у вертикальному положенні під час риття траншей, що дозволяє працювати без попереднього планування траси, підвищує поперечну стійкість екскаватора і комфортність роботи оператора [1, 3-6].

Кабіна оператора екскаватора ЕТЦ-250 обладнана пристроєм обігріву і вентиляції.



Рис. 1.2 - Траншейний екскаватор ЕТЦ 250 [1, 3-6]

ЕТЦ-250 оснащений дизельним двигуном Д-260.4 потужністю 154 кВт, обладнаним системою передпускового обігріву.

Діапазон робочих температур екскаватора -30...+40 °С.

Екскаватор ЕТЦ-1609 (рис. 1.3), створений на базі колісного трактора МТЗ-82.1, використовується для розроблення траншей прямокутного профілю глибиною до 1,6 м і шириною 0,2...0,4 м в однорідних ґрунтах I-III категорій без кам'янистих включень. Машина призначена для прокладання кабелів різного

призначення та трубопроводів невеликих діаметрів. Найбільшу ефективність екскаватор забезпечує під час виконання розосереджених земляних робіт малого обсягу на попередньо спланованих майданчиках. Машина обладнана поворотним бульдозерним відвалом 11 з гідравлічним керуванням, який використовується для нескладних планувальних робіт і засипання траншей після укладання комунікацій. За потреби на екскаватор може встановлюватися змінне бурове обладнання замість основного робочого органу, що дозволяє нарізувати щілини шириною 0,14 м і глибиною до 1,3 м у мерзлих ґрунтах [1, 3-6].

До складу навісного екскаваторного обладнання входять: ланцюговий робочий орган із зачисним черевиком і гвинтовим відвальним конвеєром, механізм піднімання та опускання робочого органу, а також гідромеханічний ходозменшувач. Однорядний втулково-роликовий ланцюг 6 робочого органу встановлений на ведучій 12 і веденій 14 зірочках та оснащений змінними різцями 17-19 для пошарового руйнування ґрунту і змінними скребками 16 для піднімання ґрунту з траншеї. Різці та скребки розташовані на ланцюзі за спеціальною схемою, що забезпечує рівномірний розподіл навантаження під час копання та сприяє збільшенню ресурсу ланцюга. Заміною різців і скребків можна отримувати траншеї шириною 0,2; 0,27 або 0,4 м. Ланцюг переміщується по похилій рамі 4, яка шарнірно закріплена у задній частині базового трактора та спирається на ролики 13. Ведуча зірочка 12, закріплена на приводному валу 2, приводиться в рух від вала відбору потужності трактора 10 через триступеневий редуктор 8 зі змінним передавальним числом, що забезпечує чотири робочі швидкості руху ланцюга (0,8...2,1 м/с) і реверсивний режим роботи. У приводному редукторі встановлена запобіжна фрикційна муфта граничного моменту. Натяг ланцюга регулюється зміщенням натяжної зірочки 14 відносно рами за допомогою гвинтового натяжного механізму 15. Скребки переміщують ґрунт із траншеї у напрямку ведучої зірочки, утворюючи первинний відвал у формі піраміди. Подальше переміщення ґрунту в бічні відвали здійснюють два шнеки 7 гвинтового конвеєра, встановленого на рамі робочого органу. Шнеки мають спільний вал і приводяться в обертання від скребкового ланцюга. Положення конвеєра відносно рами змінюється залежно від глибини копання. До додаткової

рами 3 робочого органу позаду скребкового ланцюга прикріплюється змінний консольний зачисний черевик 5, призначений для остаточного очищення та вирівнювання дна траншеї [1, 3-6].

Заглиблення робочого органу в ґрунт із примусовим натиском у всьому діапазоні глибини копання, а також його піднімання під час переведення у транспортне положення здійснюється гідравлічним підйомним механізмом 1, гідроциліндр якого через систему важелів з'єднаний із робочим органом. Для забезпечення знижених робочих швидкостей пересування машини під час копання траншей і їх плавного регулювання в межах 20...800 м/год у трансмісію базового трактора встановлений гідромеханічний ходозменшувач 9, виконаний у вигляді багатоступеневого циліндричного редуктора з приводом від аксіально-поршневого гідромотора. Під час транспортних переїздів ходозменшувач вимикається.

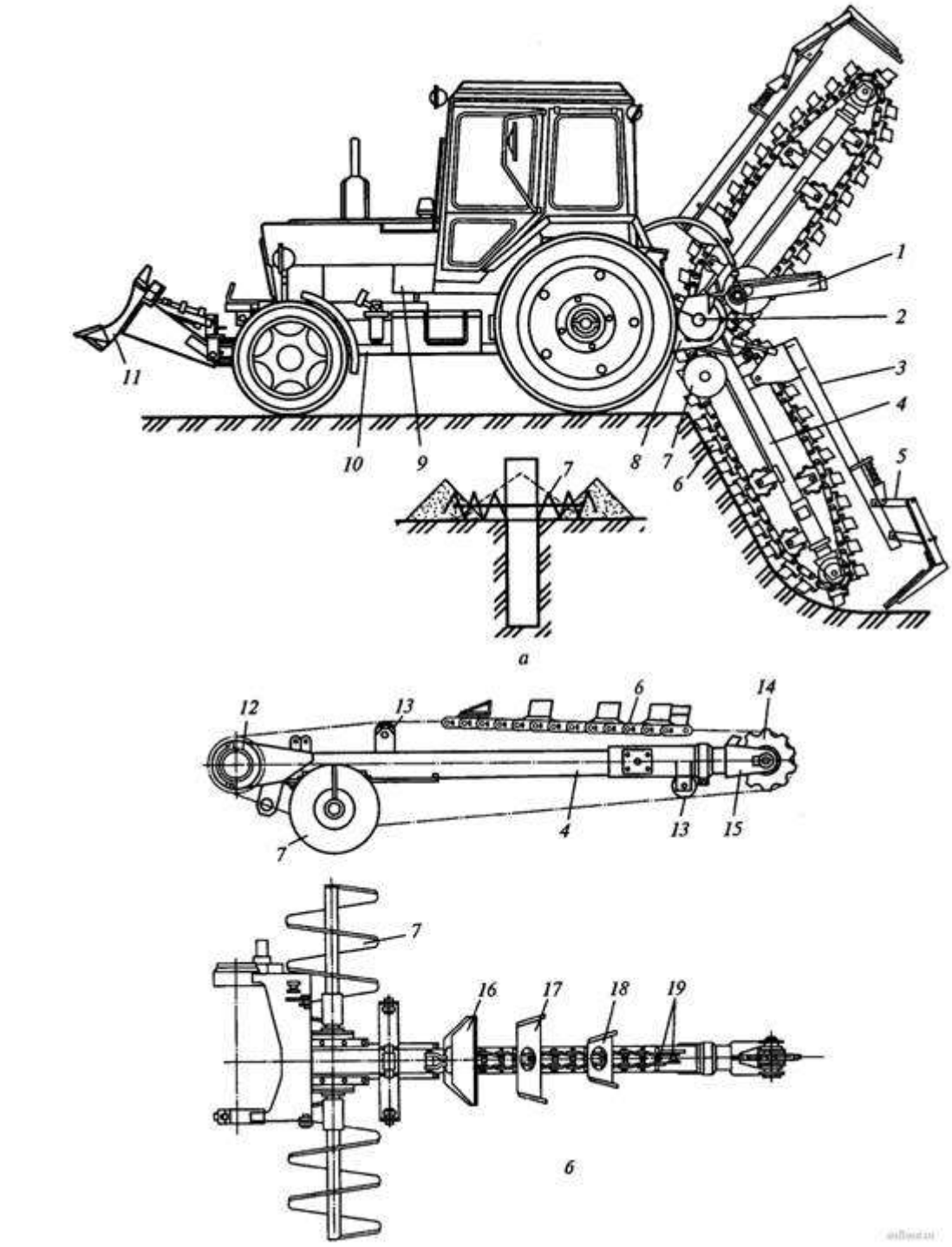


Рис. 1.3 – Ланцюговий траншейний екскаватор ЕТЦ-1609: а – загальний вигляд; б – схема робочого органу; в – робочі ланцюги: I – універсальний (для талих і мерзлих ґрунтів); II – для талих ґрунтів

Гідромотор ходозменшувача, гідроциліндри механізму піднімання робочого органу та системи керування бульдозерним відвалом обслуговуються гідронасосами, які отримують привід від дизельного двигуна через редуктор. Керування зазначеними механізмами здійснюється з кабіни машиніста за допомогою двох золотникових розподільників [1, 3-6].

Скребковий дволанцюговий екскаватор ЕТЦ-252М (рис. 1.4) являє собою землерийне обладнання, виконане у вигляді навісного устаткування на серійному гусеничному тракторі ТТ-4М. Робочий орган машини має похилу дволанцюгову скребкову конструкцію та оснащений відвальним стрічковим конвеєром, призначеним для переміщення ґрунту убік від розроблюваної виїмки [1, 3-6].

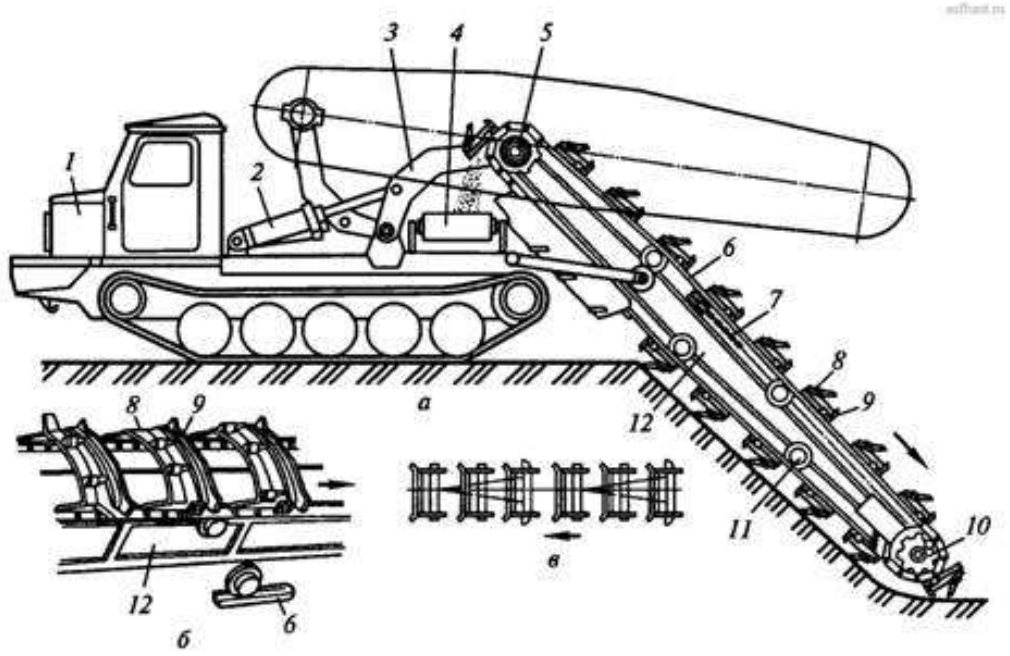


Рис. 1.4 – Екскаватор ЕТЦ-252М: а – загальний вигляд; б – робочий орган; в – схема розташування скребків

Екскаватор ЕТЦ-252М призначений для розроблення траншей прямокутного та трапецеїдального профілю глибиною до 2,5 м в однорідних немерзлих ґрунтах I–III категорій під прокладання водопровідних і каналізаційних труб, нафто- та газопроводів, меліоративних систем і кабельних ліній. При використанні різців, обладнаних твердосплавними пластинами, машина може застосовуватись для розроблення однорідних талих ґрунтів IV категорії та однорідних мерзлих ґрунтів V категорії, за винятком глинистих

ґрунтів із вологістю понад 15 %. Для розроблення немерзлих ґрунтів на глибину до 3,5 м екскаватор комплектується додатковим обладнанням. Працездатність машини забезпечується за температури навколишнього середовища від -40 до +40 °С. Робочий орган є ланцюговим механізмом скребкового типу, який виконує руйнування ґрунту, його винесення із забою та формування траншеї необхідного профілю. Привід робочого органу виконаний механічним [1, 3-6].

Екскаватор оснащений гідравлічними приводами робочого пересування та стрічкового відвального транспортера. Піднімання й опускання робочого органу виконується гідроциліндрами, які живляться від насосів базового трактора. Відведення ґрунту може здійснюватися у будь-який бік відносно траншеї.

Для захисту механізмів екскаватора від пошкоджень у разі зустрічі скребків із непереборними перешкодами на приводному валу робочого органу встановлено запобіжний пристрій зі зрізним штифтом [1, 3-6].

Робочий орган екскаватора ЕТЦ-252М (рис. 1.4, б) складається з похилої рами 12 коробчастого перерізу, шарнірно закріпленої позаду тягача 1, та замкнених пластинчастих ланцюгів, що переміщуються по рамі 6. На однаковій відстані один від одного до ланцюгів прикріплені ріжучі елементи скребкового типу 8 і транспортуючі заслінки 9, які утворюють своєрідні ковші. У передній частині рами встановлено приводний вал із двома ведучими зірочками 5 ланцюгів і запобіжною муфтою граничного моменту, а в задній — натяжні зірочки 10 із гвинтовим натяжним механізмом. На рамі також змонтовані проміжні ролики 11, які підтримують робочі гілки ланцюгів і зменшують провисання холостих гілок. Для збільшення глибини копання раму робочого органу подовжують спеціальною вставкою, збільшуючи довжину ланцюгів і кількість скребків [1, 3-6].

Скребки на робочому органі встановлені за спеціальною схемою (рис. 1.4, в), яка забезпечує мінімальну енергоємність процесу копання. Під час руху тягача вперед і одночасного переміщення скребкового ланцюга відносно похилої рами скребки руйнують ґрунт, а заслінки піднімають його із траншеї до рівня приводних зірочок ланцюга. Під час огинання зірочок ґрунт вивантажується на поперечний стрічковий конвеєр 4, розташований перпендикулярно до поздовжньої осі руху машини, після чого відкидається убік від траншеї. Глибина

траншеї визначається кутом нахилу рами робочого органу та регулюється механізмом піднімання, до складу якого входять два гідроциліндри 2 і два важелі 3. Під час риття траншей із похилими стінками на робочому органі встановлюють активні ланцюгові відкосоутворювачі 7. Верхні кінці їх ланцюгів шарнірно приєднані до балансирного важеля з центральним шарніром, а нижні — до ексцентрично встановлених пальців натяжних зірочок 10 робочого органу, що забезпечують відкосоутворювачам зворотно-поступальний рух [1, 3-6].

Ґрунт, відокремлений ланцюгами від масиву, осипається на дно траншеї, звідки виноситься на поверхню транспортуючими заслінками робочого органу. Змінне робоче обладнання екскаватора, призначене для розроблення ґрунтів із глибиною промерзання до 1,2 м, монтується на основній рамі робочого органу та являє собою скребковий механізм, оснащений зубами зі зносостійким наплавленням [1, 3-6].

Кінематична схема екскаватора ЕТЦ-252М наведена на рис. 1.5. Обертання приводному валу 12 із ведучими зірочками 13 ланцюгів 8 передається від дизельного двигуна 1 через муфту зчеплення, розподільну коробку 2, редуктор реверсу 5, конічний редуктор 16, верхній редуктор 11 та пневмокамерну муфту 10 граничного моменту. За допомогою редуктора реверсу змінюється напрямок руху ланцюгів робочого органу. Привід ланцюгових відкосоутворювачів 9 здійснюється від натяжних зірочок 7 робочого органу. Автономний привід кінцевих барабанів стрічкового конвеєра 14 виконується від гідромотора 15 через планетарний редуктор, вбудований у кожен барабан [1, 3-6].

Живлення гідромоторів конвеєра здійснюється від нерегульованого насоса 4. Регульований насос 3 подає робочу рідину до гідромотора 17, який забезпечує переміщення екскаватора під час копання траншей і плавне регулювання швидкості робочого ходу в межах 5...150 м/год. Для транспортного пересування використовується механічна трансмісія базового трактора 6.

Роторні траншейні екскаватори призначені для розроблення траншей у ґрунтах I–IV груп. Машини ЕТР-204А та ЕТР-223А можуть працювати в ґрунтах із глибиною промерзання до 1 м; ЕТР-224А — до 1,2 м; ЕТР-134 — до 1,3 м; ЕТР-253 — до 2,5 м; ЕТР-254 — до 2,4 м [1, 3-6].

Екскаватор ЕТР-134 використовується для риття вузьких траншей прямокутного профілю. Одночасно машина може буксирувати кабелеукладач. Конструкція складається з базового тягача 1, робочого обладнання у вигляді ротора 11 та зачисного пристрою 10, змонтованих на спільній рамі 9. Рама з'єднується з базовою машиною через основну раму 5. Переведення робочого обладнання у транспортне положення здійснюється механізмом піднімання 3 [1, 3-6].

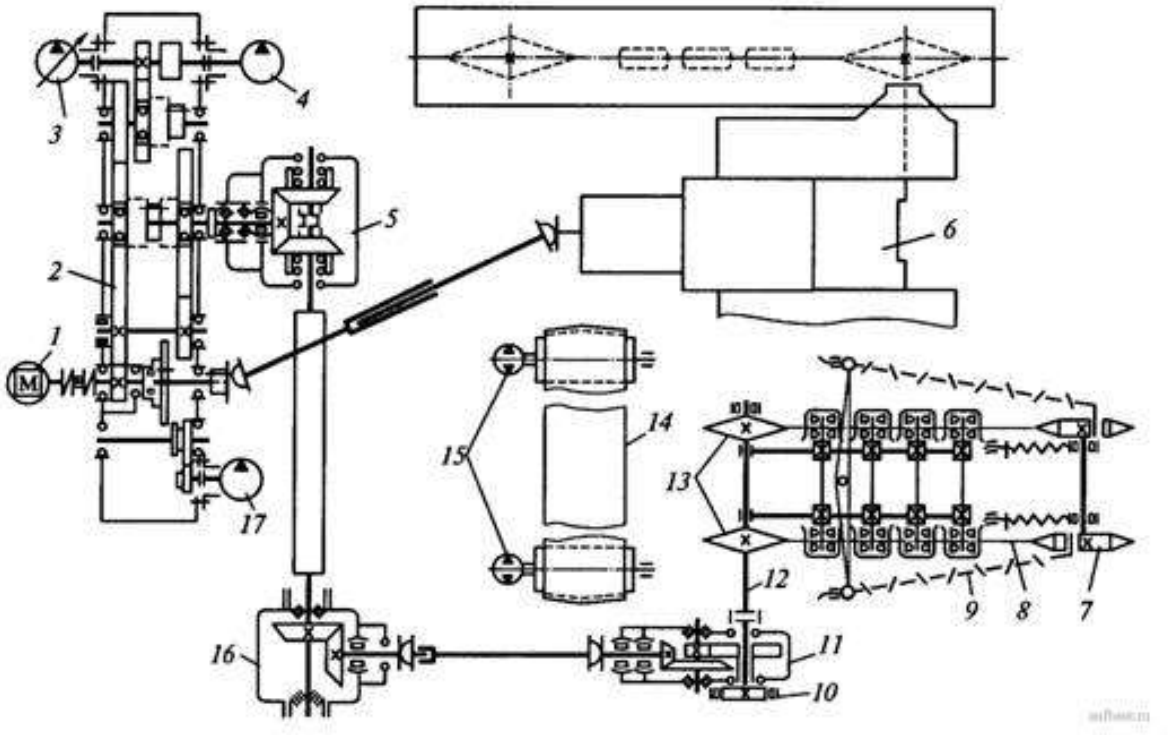


Рис. 1.5 – Кінематична схема екскаватора ЕТЦ-252М

Для забезпечення зменшених швидкостей робочого пересування на екскаваторі застосовано гідромеханічний ходозменшувач.

Екскаватори ЕТР-204А, ЕТР-223А та ЕТР-224А мають уніфіковану конструкцію (рис. 1.6). За їх допомогою в ґрунтах до III групи включно розробляють прямокутні траншеї у стійких ґрунтах або траншеї з укосами у ґрунтах, схильних до обвалення та опливання. У ґрунтах IV групи, а також у мерзлих ґрунтах, зазначені машини можуть виконувати лише розроблення прямокутних траншей.

Приводи ротора і транспортного пересування є механічними, а привід конвеєра виконаний гідравлічним та здійснюється від гідромоторів 9. Під час руху на транспортних швидкостях обертання до ведучих коліс гусеничного ходу передається від двигуна через тракторну коробку передач [1, 3-6].

Екскаватор ЕТР-253А (рис. 1.7) завдяки підвищеній енергонасиченості, високій прохідності та надійній ходовій системі базового тягача ДЕТ-250 застосовується для роботи у ґрунтах III і IV груп, а також у мерзлих ґрунтах. Робоче обладнання машини включає ротор, конвеєр 6 та зачисний пристрій [1, 3-6].

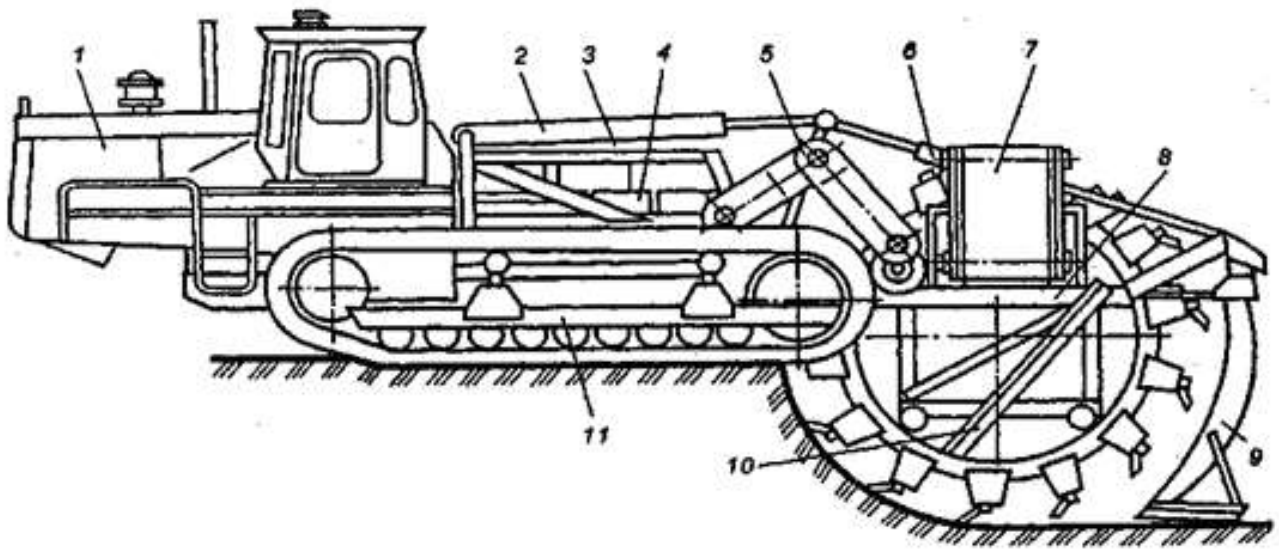


Рис. 1.6 – Екскаватор ЕТР-204А: 1 – тягач; 2, 3 – механізми підйому задньої і передньої частин робочого устаткування; 4, 8 – рами; 5 – шарнірна ланцюгова передача; 6 – привід конвеєра; 7 – конвеєр; 9 – зачисний пристрій; 10 – ротор; 11 – гусеничний візок

Задня частина рами спирається на ґрунт через пневмоколісну опору 9, тоді як передня з’єднана з базовим тягачем за допомогою вузла сполучення, обладнаного осями для повороту робочого обладнання відносно тягача. Привід ротора та конвеєрів здійснюється від окремих електродвигунів, які живляться від дизель-генераторної установки тягача. Для забезпечення робочого ходу в електричну схему трактора ДЕТ-250 введено магнітний підсилювач із негативними та позитивними зворотними зв’язками. Регулювання робочих

швидкостей виконується шляхом зміни опору в колі негативного зворотного зв’язку [1, 3-6].

Екскаватор ЕТР-254 (рис. 1.8) призначений для розроблення найбільших траншей у районах із важкими кліматичними та складними ґрунтовими умовами.

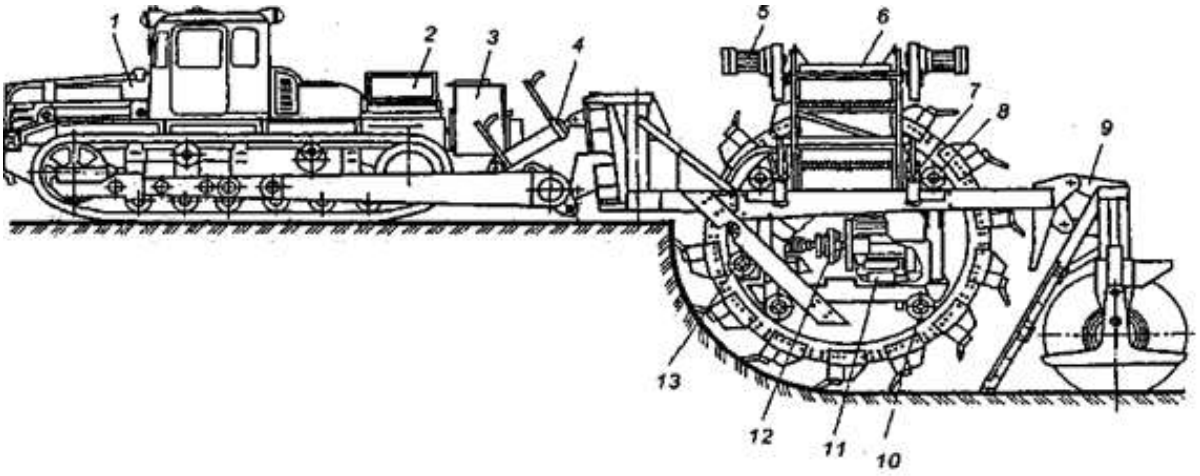


Рис. 1.7 – Екскаватор ЕТР-253А: 1 – трактор ДЕТ-250М; 2 – електрообладнання; 3 – привід генератора; 4 – гідроциліндр підйому робочого органу; 5 – електродвигун приводу конвеєра; 6 – конвеєр; 7 – гідроциліндр підйому конвеєра; 8 – підтримувальні ролики; 9 – задня опора робочого органу з шинами; 10 – напрямні ролики; 11 – установка приводу ротора; 12 – муфта граничного моменту; 13 – редуктор приводу ротора

У двороторних екскаваторах робочий орган утворений двома роторами, кожен із яких під час поступального руху машини прорізає окрему щілину вздовж укосу каналу. Центральна призма ґрунту, що залишається між щілинами, під дією власної маси, розпушувачів, установлених на роторах, а також клинів зачисного пристрою обвалюється на ротори та переміщується у відвал [1, 3-6].

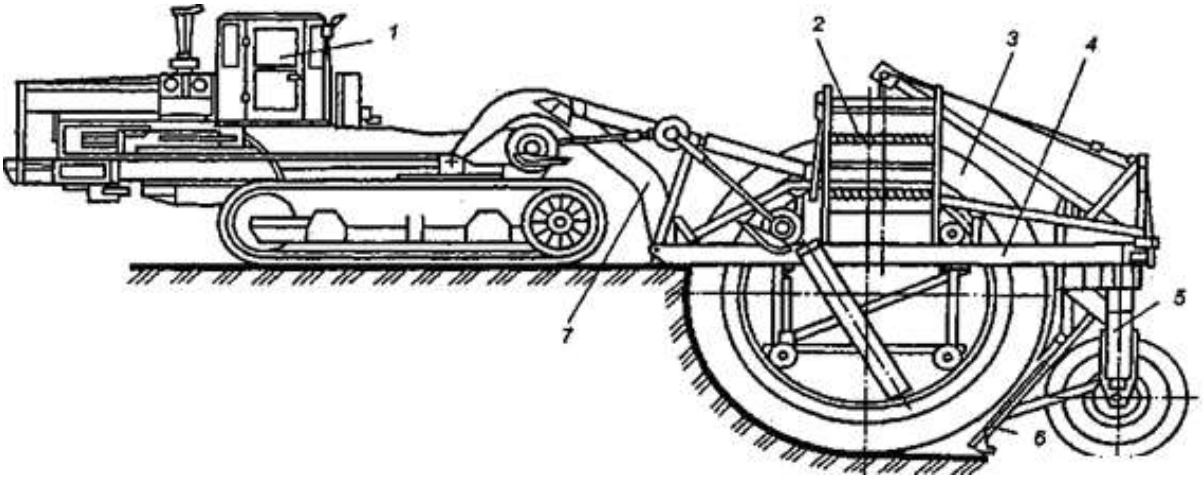


Рис. 1.8 – Екскаватор ЕТР-254: 1 – тягач; 2 – конвеєр; 3 – ротор; 4, 7 – рама робочого обладнання і підйомна рама; 5 – задня опора; 6 – зачисний пристрій

Двороторний екскаватор ЕТР-125А (рис. 1.9) забезпечує розроблення каналів глибиною до 1,2 м за один прохід у ґрунтах I групи з наявністю деревинних включень і каменів діаметром до 80 мм. У зимовий період машина може працювати в ґрунтах із глибиною промерзання до 150 мм [1, 3-6].

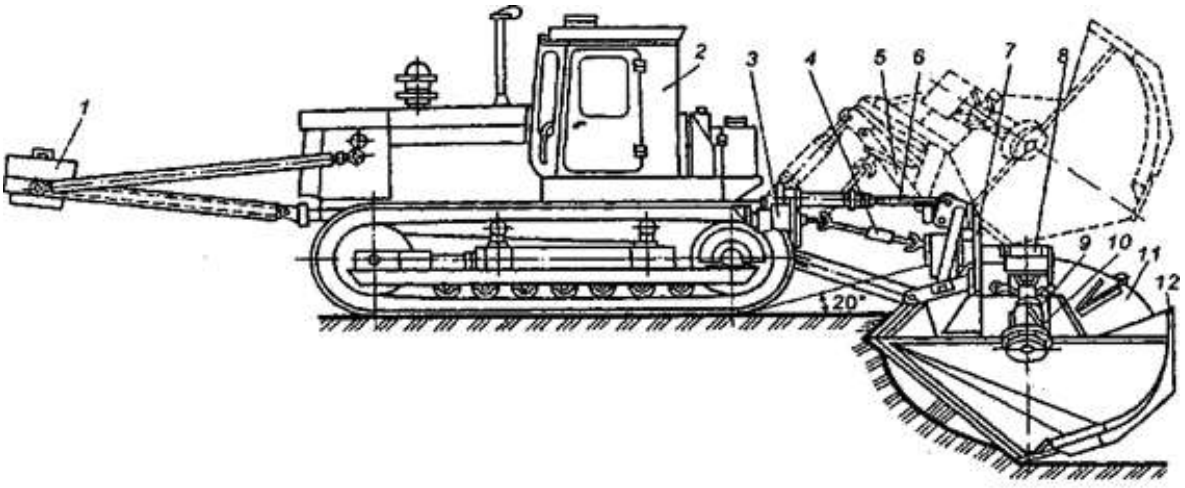


Рис. 1.9 – Двороторний екскаватор ЕТР-125А: 1 – противага; 2 – тягач; 3 – ходозменшувач; 4 – карданний вал; 5 – фіксувальний пристрій; 6 – гідроциліндр; 7 – рама; 8, 9 – редуктори фрези; 10 – розпушувач; 11 – ротори; 12 – відвал

Переведення роторів із робочого положення у транспортне та у зворотному напрямку здійснюється гідравлічним способом. Робоча рідина до гідроциліндрів подається від насосів, установлених на двигуні трактора [1, 3-6].

Двороторний екскаватор ЕТР-173 виконує розроблення осушних каналів глибиною до 1,7 м у тих самих умовах, що й екскаватор ЕТР-125А. Переміщення машини на значні відстані є трудомістким процесом.

Найбільш доцільним є використання екскаватора під час прокладання протяжних осушних каналів.

Трансмісія приводу руху аналогічна трансмісії шнекороторного екскаватора ЕТР-208. У її конструкції використовуються коробка передач, диференціал, бортові механізми трактора, а також бортові редуктори [1, 3-6].

Обертання роторів забезпечується чотирма гідромоторами, по два на кожен ротор. Живлення всіх гідромоторів і гідроциліндрів здійснюється від насосної станції, об'єднаної в одному блоці з роздавальним редуктором.

1.2. Характеристика гірських порід і ґрунтів, що розробляються траншейними екскаваторами у гірничих роботах

У гірничій промисловості ланцюгові траншейні екскаватори з баровим робочим обладнанням застосовуються для виконання нарізних, розкривних і допоміжних виїмкових робіт у кар'єрах, при підготовці технологічних трас, дренажних канав, прокладанні трубопроводів дегазації, кабельних ліній та інших протяжних виробок. На відміну від цивільного будівництва, у гірничих умовах машина працює переважно в щільних, неоднорідних та абразивних масивах, що зумовлює підвищені вимоги до її конструкції та енергетичних параметрів [3, 6, 10].

Типи гірських порід, характерні для гірничих робіт. У кар'єрах і на відкритих розробках траншейні екскаватори взаємодіють із такими середовищами [3, 6, 10]:

- розкривні пухкі породи (супіски, піски, леси, суглинки);
- ущільнені глинисті та карбонатні породи;
- мергелі, алевроліти, аргиліти;
- вуглевмісні прошарки у вугільних кар'єрах;
- напівскельні та тріщинуваті породи;

– техногенні відклади та насипні масиви.

Ланцюгові машини ефективні насамперед у породах I–IV категорій міцності, де можливе безперервне механічне різання без попереднього буропідривного розпушування [3, 6, 10].

Фізико-механічні характеристики порід. Для гірничих умов вирішальне значення мають [3, 6, 10]:

– межа міцності на одноосьовий стиск ($\sigma_{ст}$) — визначає опір різанню;
– міцність на зсув;
– модуль деформації;
– тріщинуватість масиву;
– абразивність (вміст кварцу, кременистих включень);
– щільність породи (ρ);
– вологість та ступінь водонасичення.

У розкривних породах щільність зазвичай становить 1,6–2,1 т/м³, тоді як у напівскельних може перевищувати 2,3–2,6 т/м³. Зі збільшенням міцності різко зростає необхідна потужність приводу барового органа та тягове зусилля базової машини [3, 6, 10].

Особливості роботи у розкривних породах. У вугільних та рудних кар'єрах траншейні екскаватори часто використовуються для [3, 6, 10]:

– нарізання дренажних траншей;
– підготовки вибухових блоків;
– формування технологічних канав;
– розробки м'яких прошарків між пластами.

Піщані та супіщані породи мають невеликий опір різанню, однак характеризуються сипкістю і нестійкістю стінок виробки. У таких умовах важливо забезпечити правильну ширину барового органа та стабільність глибини різання.

Глинисті та суглинисті породи відзначаються вищою зв'язністю. У сухому стані вони можуть ущільнюватися й утворювати значний опір різанню, а у вологому — налипати на різці та ланцюг, що знижує продуктивність.

Робота в напівскельних і тріщинуватих породах. У карбонатних і цементованих породах (мергелях, вапняках із тріщинуватістю) руйнування має комбінований характер — різання поєднується з відколюванням блоків по природних тріщинах. Це зменшує середній питомий опір, однак викликає ударні навантаження на ланцюг [3, 6, 10].

Для таких умов характерні:

- підвищене динамічне навантаження;
- нерівномірність ходу;
- зростання зношування шарнірів;
- необхідність посилених різців з твердосплавними вставками.

Абразивність гірських порід. У гірничих розробках значна частина порід містить кварцові включення, що різко підвищують абразивність. Це призводить до:

- інтенсивного зношування різального інструменту;
- зменшення ресурсу ланцюга;
- збільшення витрат на технічне обслуговування.

Особливо високий знос спостерігається при роботі в піщано-гравійних відкладах і породах із кременистими домішками. Тому в конструкції застосовуються зносостійкі сталі та наплавлені або твердосплавні елементи.

Розробка мерзлих і сезонно промерзлих порід у кар'єрах. У північних регіонах або в зимовий період розкривні породи можуть промерзати на значну глибину. При цьому:

- міцність породи зростає у кілька разів;
- руйнування набуває крихкого характеру;
- підвищуються енерговитрати.

Мерзлі породи у гірничих умовах часто потребують попереднього розпушування або зменшення подачі барового органа. Для ефективної роботи необхідна підвищена потужність приводу та міцні елементи трансмісії [3, 6, 10].

Вплив гірничо-геологічних умов на конструкцію екскаватора. Специфіка гірничих робіт обумовлює такі вимоги до машини:

- підвищена жорсткість рами;
- потужний привід робочого органа;
- посилені ланцюги з великим кроком різців;
- захист вузлів від пилу та абразиву;
- стабільність роботи при значних ударних навантаженнях.

Крім того, у кар'єрах машина працює в умовах підвищеної запиленості, вібрацій і нерівного рельєфу, що потребує надійної ходової частини та ефективної системи охолодження [3, 6, 10].

У гірничих розробках траншейні екскаватори з баровим робочим обладнанням функціонують у значно складніших умовах порівняно з будівельними роботами. Вони взаємодіють із щільними, абразивними та часто тріщинуватими гірськими породами, що вимагає підвищеної міцності конструкції, оптимізації параметрів різання та правильного вибору різального інструменту [3, 6, 10].

Гірничо-геологічні характеристики масиву безпосередньо визначають продуктивність машини, енергоємність процесу та довговічність її робочих органів, що повинно враховуватися при аналізі та вдосконаленні конструкції ланцюгового траншейного екскаватора [3, 6, 10].

1.3. Технічна характеристика

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики траншеєкопачів

Параметри	Індекс машини					
	ЕТЦ-165	ЕТЦ-1609	ЕТЦ-201	ЕТЦ-250	ЕТЦ-252М	Траншеєкопач ТРС950 БСЛ
Базовий трактор	МТЗ-82.1	МТЗ-82.1	МТЗ-1221	-	ТТ-4М	-
Потужність двигуна, кВт	60	60	95,6	154	81	194
Розміри траншеї, що відривається, м:						
максимальна глибина	1,6	1,6	2	2,5	2,5; 3,5	1,22; 1,52; 1,82; 2,44
ширина по дну	0,2; 0,27	0,2; 0,27	0,4	0,25; 0,4	0,8; 1,0	0,28; 0,35; 0,46; 0,66
те ж, по верху	0,4	0,4	н/д	0,5	0,8; 1(2,8)	н/д
Категорія грунта, що розробляється	I–III	I–III	I–III	I-IV	I–III (IV, V)	I-V
Робочі швидкості, м/год	20...800	20...800	20...800	до 600	5...150	0...250
Транспортні швидкості, км/год	1,9...33,4	1,9...33,4	2,1...33,8	до 3,2	2,25...9,75	до 5,3
Ходовий пристрій	Колісний			Гусеничний		
Габаритні розміри в транспортному положенні, мм	7200х 2290х 3200	6690х 2290х 3060	7500х 2290х 3100	8800х 2500х 2700	10200 (11500)х 3450х 3500	8600х 2460х 3100
Маса, т	6,2	6,5	8,5	14	19,5 (20,1)	22,5

2. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ЕКСКАВАТОРУ ТРАНШЕЙНОГО

2.1. Призначення і технологічна характеристика

Машина, траншейна для будівництва трубопроводів, являє собою машину у вигляді спеціального гусеничного шасі, на якому змонтоване землерийне обладнання, яке складається з ланцюгового робочого органа, евакуатора грунта та бульдозера.

Конструкція машини з урахуванням передбаченої переналадки робочого обладнання може копати траншеї шириною (по дну), від 1250–1600 мм., за один прохід, а також виконувати допоміжні бульдозери і роботи.

Компоноване рішення машини передбачає можливість роботи машини на ділянках місцевості з повздовжніми ухилами до 15 градусів і поперечними – до 5 градусів.

Машина може транспортуватися залізницею і знаходиться в габариті завантаження виробів на залізничну платформу під час перевезення по країнам СНД.

Машина може транспортуватись на трейлері вантажопідйомністю до 50 т.

Основним робочим обладнанням машини є безківшовий двохсекційний ланцюговий робочий орган.

У якості евакуатора грунта в конструкції машини застосований роторний метан, або стрічковий конвеєр.

Основні параметри та характеристики машин

1.Базове шасі ..... гусеничне

2. Номінальна споживана потужність
двигуна, кВт (л.с.) ..... 392(530)

3. Номінальне споживане тягове
зусилля, т.с. (кМ), не менш..... 22(220)

4. Габаритні розміри машини, мм.:
- у транспортному положенні
довжина..... 9000
ширина 3270

висота 4500

- в робочому положенні

довжина.....13500

ширина 3270

висота 3500

5. Вага машини, т., не більш 38

6. Питомий тиск на ґрунт у робочому положенні, МПа,

не більш 0,5

7. Технічна продуктивність при копанні траншеї, м/год:

- в мерзлих ґрунтах 1 кат.

при глибині копання 1,5м. .....до 200

при глибині копання 2,5м. .....до 100

- в мерзлих ґрунтах..... до 70

- при бульдозерних роботах..... 150

8. Розроблювальні грунти:

- не мерзлі грунти по ГОСТ 30067-93

- мерзлі грунти сезонного промерзання

9. Профіль траншеї..... (див.рис. 2.1)

10. Робочий орган.....ланцюговий

11. Швидкість різання грунта, м/с..... 1,7

12. Евакуатор .....роторний метач

13. Швидкість метання грунта, м/с 12

14.Укладка розробленого грунта ……. в бруствер, в будь-яку сторону від поздовжньої осі траншеї

15. Привід робочого органа і метача.....механічний

16. Максимальний тиск у гідроприводі

робочого обладнання МПа (кгс/см) ..... 16±1,6 (160±16)

17. Кількість обслуговуючого персоналу, чол. 2

18. Керування машиною:

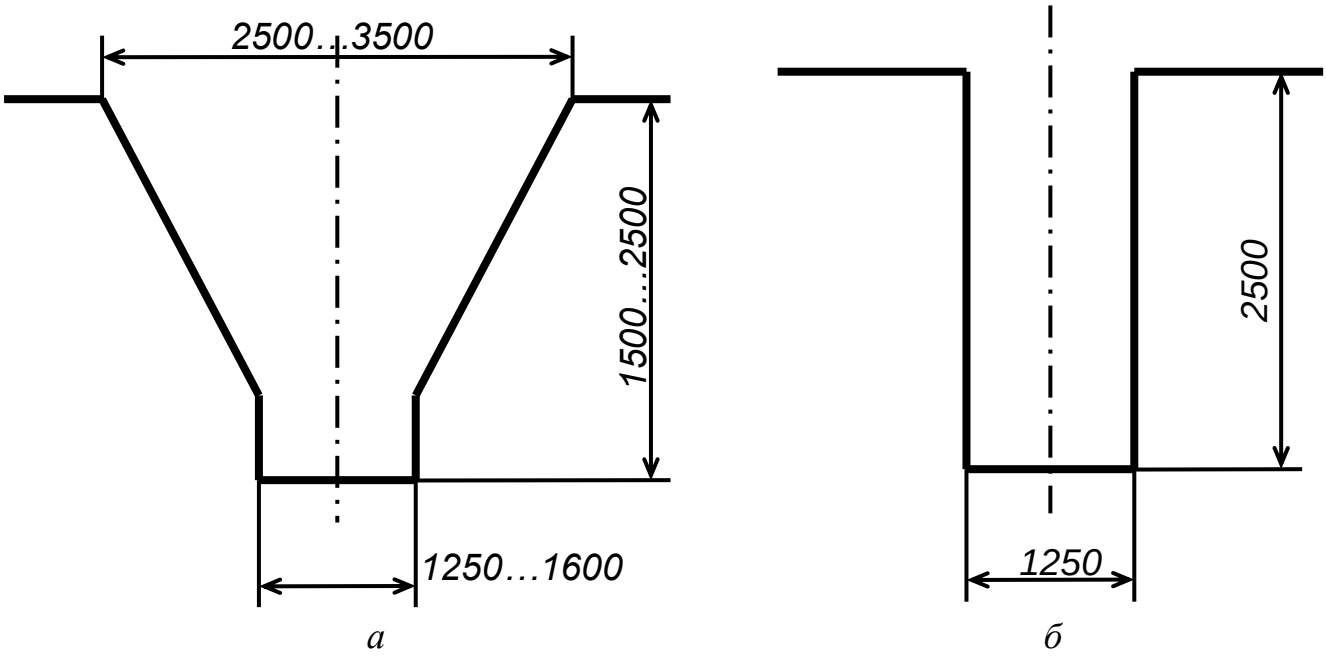
- напрямком руху.....із кабіни базового шасі

- робочим обладнанням..... із виносного пульта

19. Бульдозерне обладнання:

- кут поперечного перекосу відвалу не більш, град 25
- глибина заглиблення відвала, м 0,47
- кут установки в грейдерне положення, град 26

20. Номінальна напруга в електроустаткуванні, В 24



а *б*

Рис. 2.1 - Схема профілю траншеї: *а* - в не мерзлих грунтах; *б* – в мерзлих грунтах.

2.2. Загальна будова екскаватору

2.2.1 Склад машини

Машина траншейна для будівництва трубопроводів, складається з таких основних збірних одиниць (рис. 2.2):

- базове шасі;
- рами підйому;
- робоче обладнання;
- бульдозерне обладнання;
- трансмісії;

- гідроприводу;
- електрообладнання.

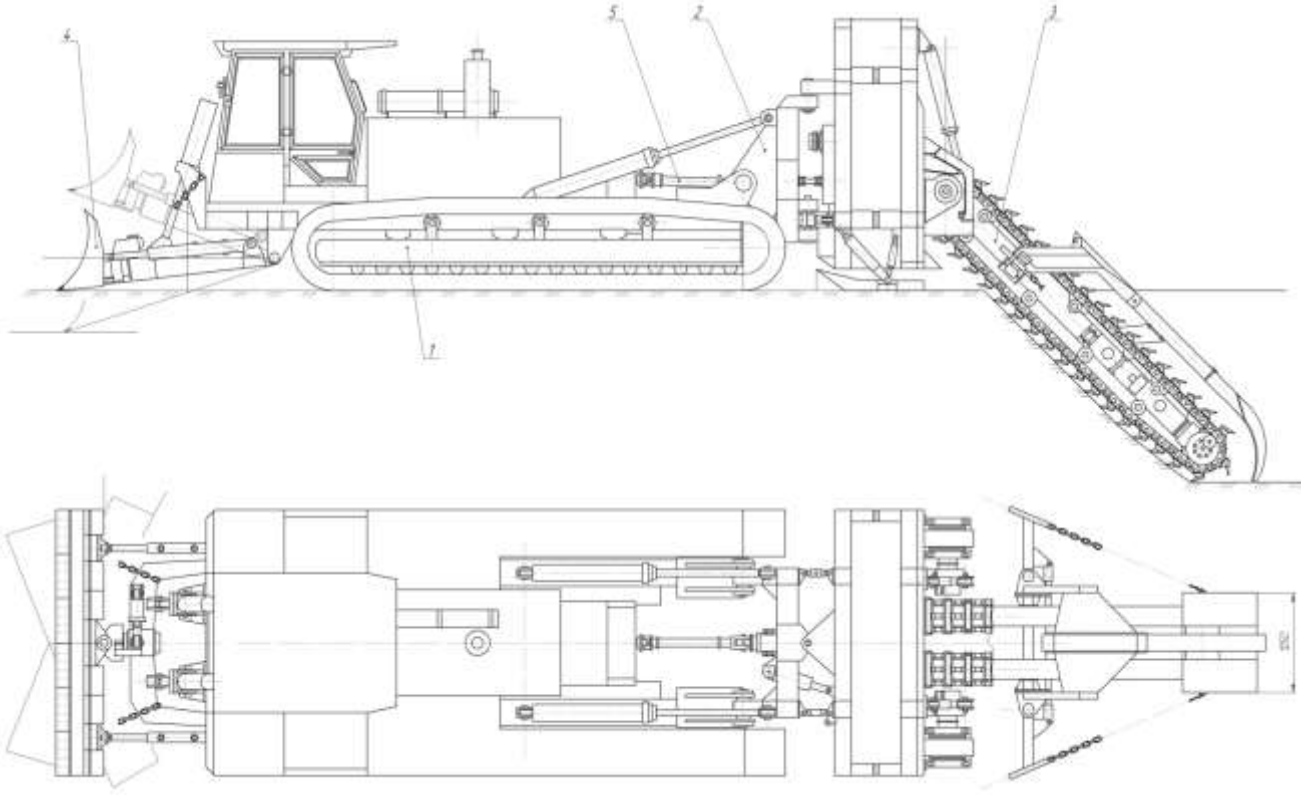


Рис.2.2 – Загальний вигляд екскаватору: 1- базове шасі; 2- рама підйому; 3 - робоче обладнання; 4 - бульдозерне обладнання; 5 – трансмісія.

2.2.2 Базове шасі

За основу базового шасі прийнято АТЕК-381, яке використовується на машинах МВТ та МПРГ-1.

Загальне компонування шасі виконане у вигляді несучої рами, на якій змонтована ходова система, силова установка, кабіна з органами керування, редуктор відбору потужності, насосна масло станція із системою охолодження та інше обладнання. Несуча рама має спеціальні місця для прилаштування робочого обладнання.

Верстат працює від електродвигуна, що забезпечує обертання бурового снаряду та гідронасоса масло станції, що живить гідро двигун подачі обертача на забій і створення притискаю чого зусилля.

Основні вузли та механізми верстату:

- Рама;
- Силова станція;
- Двошвидкісний обертач;
- Механізм подачі з гідродвигуном;
- Маслостанція живлення гідро двигуна подачі;
- Щогла.

Рама слугує для розміщення на ній основних механізмів верстату. Рама у нижній частині має лижі для спрощення транспортування.

Силова станція верстату забезпечує обертання м масло станцію та обертач верстату. Вона складається з електродвигуна , редуктора , ремінної передачі відбору потужності для маслостанції, гальма, та конічної передачі.

Двошвидкісний обертач складається з двошвидкісного редуктору, шлицьового валу, що передає обертання з конічної передачі до редуктора.

2.2.3. Бульдозерне обладнання

Бульдозерне обладнання складається з відвала, на кінцях якого знаходяться кронштейни кріплення штанг, рами та трьох гідроциліндрів.

Бульдозерне обладнання встановлюється в кронштейнах передньої частини рами шасі за допомогою центральної вісі рами та деталей кріплення.

Конструкція бульдозерного обладнання забезпечує поворот відвала відносно повздовжньої вісі поворотного пристрою на кут 20 градусів, в кожну сторону та встановлення його в грейдерне положення.

Поворот відвала в плані здійснюється одним гідроциліндром, піднімання-опускання здійснюється за допомогою двох інших гідроциліндрів, переведення в грейдерне положення – за допомогою двох штанг.

2.2.4. Робоче обладнання

Робоче обладнання розташоване на задній частині рами шасі та монтується на ній за допомогою рами підйому та деталей кріплення.

Робоче обладнання складається з наступних складових частин:

- робочий орган;
- метач чи конвеєр (варіант).

Робочий орган складається з двох паралельних ланцюгових секцій, які забезпечують розробку траншеї завданого профілю та транспортування ґрунту із забою.

Кожна секція являє собою трьох контурний ланцюг змонтований на зірочках приводного та натяжного валів.

Контури ланцюгів по периферії з'єднані між собою в єдиний ланцюг звареними поперечними балками, які є транспортуючими ґрунт елементами. На рамі також змонтовані підтримуючі та опорні катки. На кожній секції із зовнішньої сторони змонтовано відкосотвірний пристрій, призначений для формування профілю зовнішньої стінки траншеї.

Робочий орган обладнаний завитим башмаком, він призначений для зачищення дна виїмки, та повернення до балок ланцюга ґрунту, що обсипався чи був перекинутий ланцюгом робочого органа у виїмку.

В конструкції робочого органа передбачений пристрій для натягування ланцюгів робочого

Натягування ланцюгів проводиться за допомогою різьбового гвинта з фіксацією висувної частини рами разом з натяжним валом у потрібному положенні.

З'єднання робочого органа з метачем за допомогою болтів, які закріплюють підошви опорних конусів підшипників приводних валів до корпусу метача та гідроциліндрів робочого органа.

Метач і конвеєр (як варіант) служить для викидання розпушеного робочим органом ґрунту. Ґрунт, який потрапляє в метач, захоплюється лопатями ротора і викидається на поверхню, створюючи бруствер. Наявність реверсу в приводі ротору дозволяє виконувати викидання ґрунту на праву або ліву сторону відносно вісі траншеї. В нижній частині корпусу метача шарнірно закріплено дві лижі

встановлені в створі гусениці машини, і призначені для сприйняття частини навантаження від робочого обладнання. На корпусі метача є дві розпірки для фіксації його з рамою піднімання в транспортному положенні також установлений гідроциліндр, за допомогою якого робоче обладнання встановлюється в положення, при якому можливий переклад у транспортне положення.

Конструкція метача аналогічна конструкції метачів МВТ та МПРГ-1 з трохи зміненою задньою панеллю підкріплення кінцевого та бокового редукторів.

2.2.5. Рама підйому

Рама підйому являє собою конструкцію, яка складається з двох стійок з'єднаних двома нижніми горизонтальними бачками, і однією верхньою.

До цих балок, за допомогою деталей кріплення, кріпиться робоче обладнання машини. До стійок приварені два важелі – правий та лівий. Вушками важелі з'єднуються з вушками шасі за допомогою деталей кріплення.

2.2.6. Трансмісія

Трансмісія призначена для передачі скрутного моменту від валу добору потужності шасі до робочого обладнання і включає центральну запобіжну муфту, два карданних вали, карданну передачу, роздаточну коробку із запобіжним пристроєм, кутовий та боковий редуктори.

Карданний вал передає крутний момент від запобіжної муфти до карданної передачі, одна з опор якої встановлена на рамі підйому, друга на роздаточній коробці.

Від карданної передачі крутний момент передається до роздаточної коробки, яка розподіляє його на два напрямки – до метача, і до конічного редуктора, а також забезпечує реверс метача.

Другий карданний вал з'єднує конічний редуктор з боковим редуктором, який передає крутний момент за допомогою зубчатої муфти до приводного вала.

Крутний момент від роздаточної коробки до конічного редуктора передається за допомогою торсіонного вала, який є складовою роздаточної коробки та зубчатої муфти конічного редуктора.

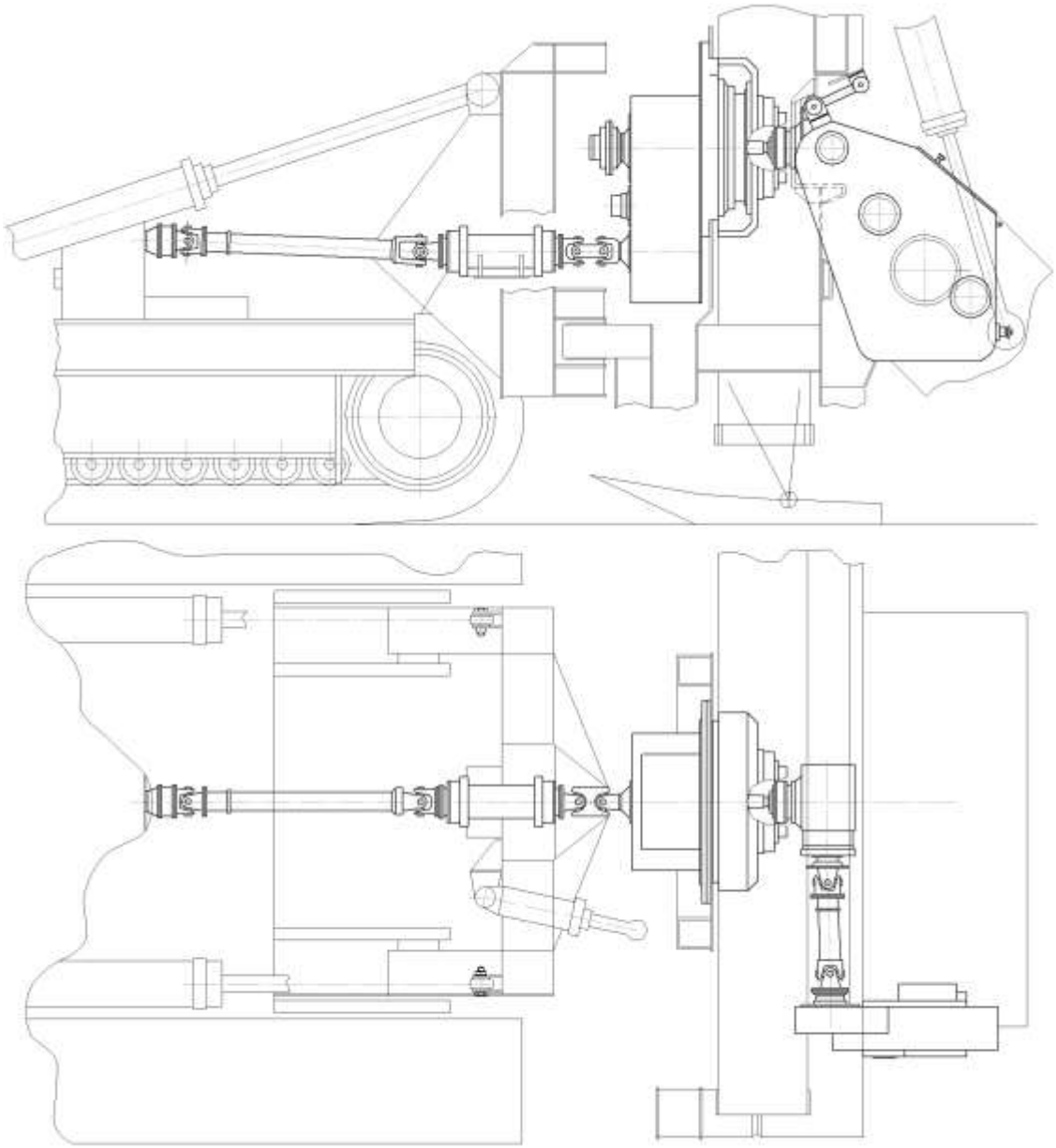


Рис 2.3. – Трансмісія

2.2.7. Гідропривод

Гідропривод (рис 2.4.) призначений для:

- переведення робочого обладнання з транспортного положення в робоче і навпаки;

– підйом, опускання та заглиблення робочого органу;
– фіксація робочого обладнання при переведенні його в транспортне положення;
– роботи бульдозерного обладнання.

Гідропривод включає гідравлічний бак, один чи два, гідронасоси, (у залежності від варіанта виконання), гідравлічну панель, фільтр, гідроциліндри:

– два гідроциліндри робочого обладнання;
– два гідроциліндри робочого органа;
– один гідроциліндр для встановлення робочого обладнання при переведенні його в транспортне положення;
– три гідроциліндри бульдозерного обладнання.

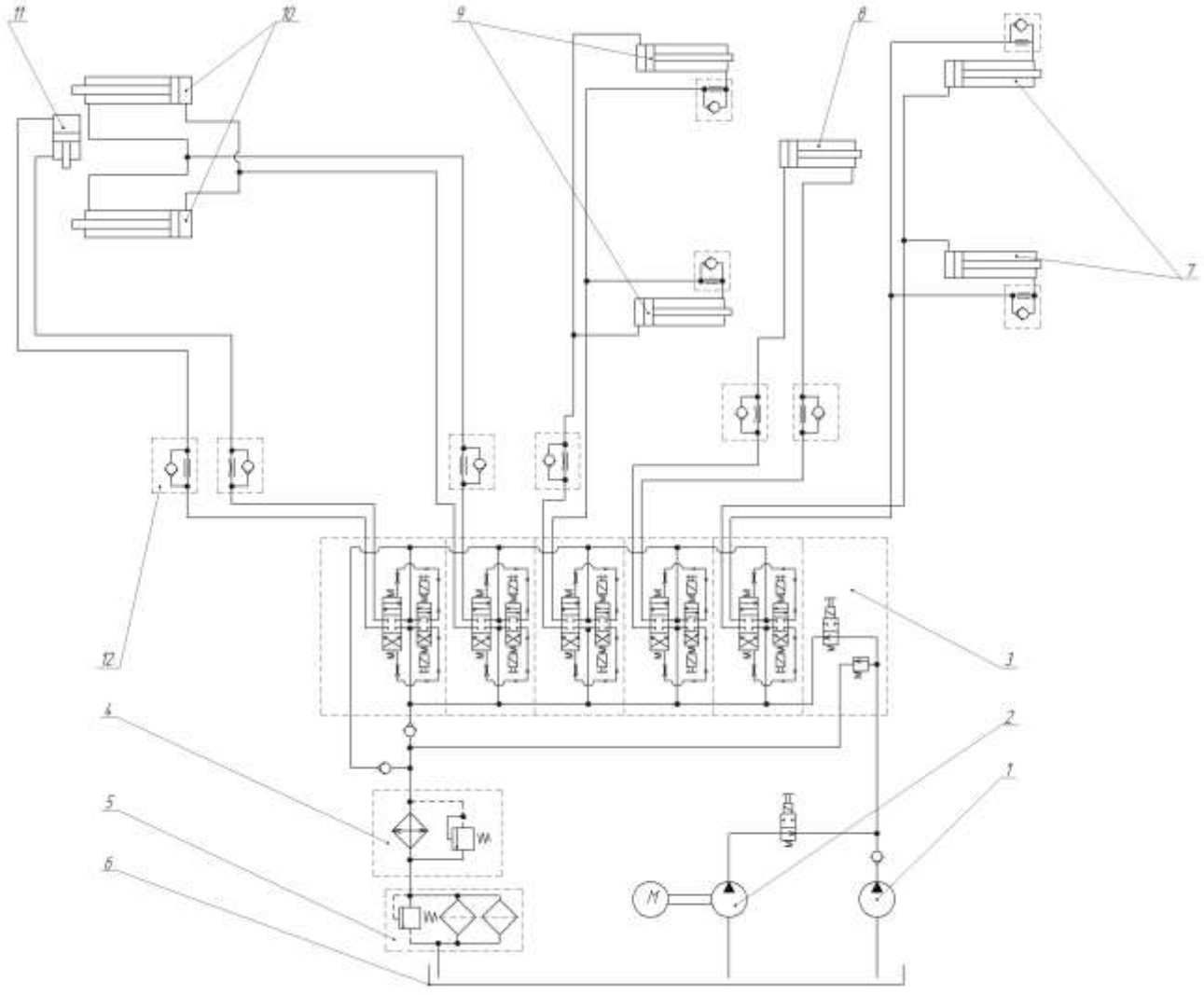


Рис 2.4 – Гідропривод екскаватору: 1 – Головний насос; 2 – резервний насос; 3 – блок керування; 4 – фільтр з запобіжним клапаном; 5 – блок фільтрів; 6

– бак; 7 - гідроциліндри робочого обладнання; 8 - гідроциліндри робочого органа ;9 – гідроциліндри робочого органа ;10, 11 - гідроциліндри бульдозерного обладнання;12 – зворотні клапани.

2.2.8. Електроустаткування

Електроустаткування машини призначене для дистанційного керування гідроприводом бульдозера та робочого обладнання.

Постачання споживачем електроенергії здійснюється від мережі шасі машини напругою 24 В постійного струму.

Схема постачання однопровідна, з виведенням на корпус “мінуса”.

У склад електроустаткування входить панель у кабіні водія, перемикачі під кормовою колонкою для керування бульдозером, блок апаратури під капотом на лівому настилі, виносний пульт для керування гідроциліндром транспортного положення, робочого органа та повертання робочого обладнання.

.

3. АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЕКСКАВАТОРУ

3.1. Привід робочого органа та метача

Кінематична схема привода робочого обладнання зображена на рисунку 3.1.

Частота обертання колінчатого валу двигуна в розрахунку прийнять рівною n_e – 1800 хв-1.

Загальне передаточне число привода ланцюгового робочого органу дорівнює [7, 10]:

$$u_{ро} = u_{рк} \cdot u_{рр},$$

де $u_{рк}$ – передаточне число роздаточної коробки; $u_{рр}$ – передаточне числороздаточного редуктора.

$$u_{ро} = 2{,}333 \cdot 8{,}458 = 19{,}73.$$

Частота обертання ведучих зірочок робочого органа дорівнює:

$$n_{зв} = n_e / u_{ро} = 1800/19{,}73 = 91{,}22 \text{хв}^{-1}.$$

Швидкість обертання зірочок (швидкість руху ланцюга) [7, 10]:

$$v_{зв} = \pi \cdot D_{зір} \cdot n_{зв} / 60,$$

де $D_{зір}$ = 0,3655 – діаметр зірочки.

$$v_{зв} = 3{,}14 \cdot 0{,}3655 \cdot 91{,}22 / 60 = 1{,}75 \text{м/с}.$$

Частота обертання метача дорівнює:

при прямому обертанні:

$$n_м = n_e / u_{м.кр} = 1800/23{,}06 = 78{,}06 \text{хв}^{-1};$$

при оберненому обертанні:

$$n'_м = n_e / u_{м'.кр} = 1800/23{,}10 = 77{,}92 \text{хв}^{-1};$$

де $u_{м.кр}$, $u_{м'.кр}$ – передаточні числа роздаточної коробки (гілки привіда метача).

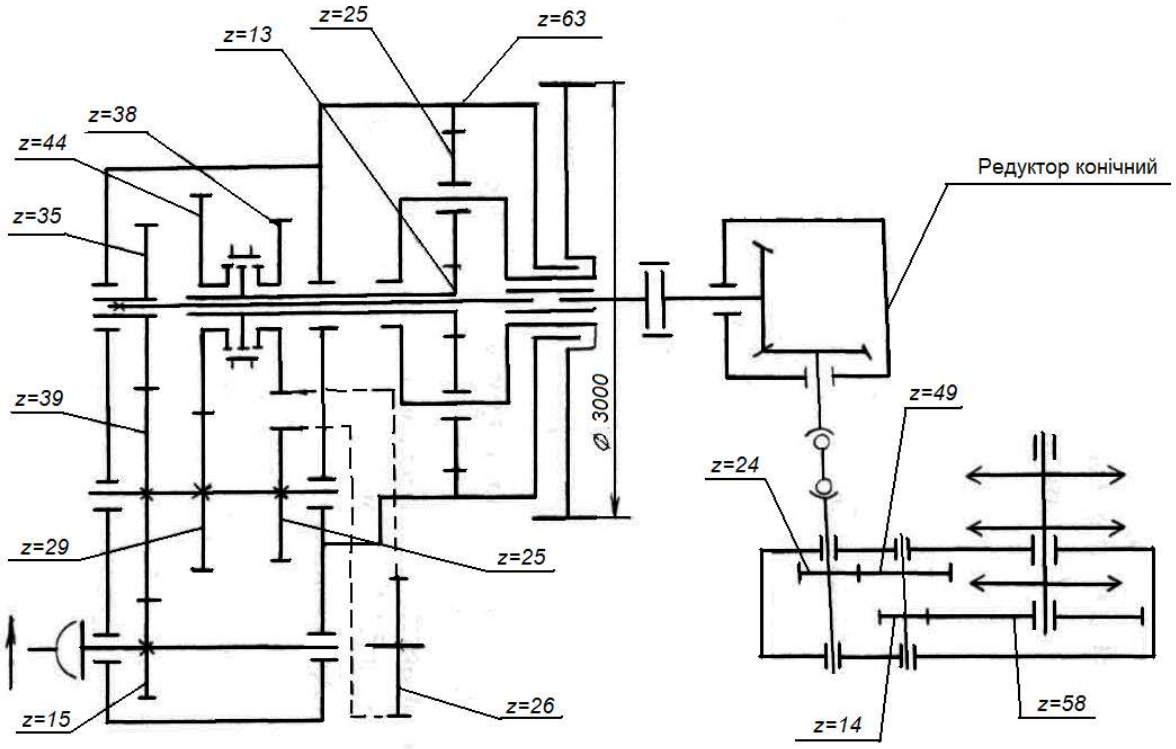


Рис. 3.1. Кінематична схема привода робочого обладнання

Колова швидкість метача:

при прямому обертанні:

$$V_{\text{м}} = \pi \cdot D_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}} / 60 = 3{,}14 \cdot 3 \cdot 78{,}06 / 60 = 12{,}25 \text{м/с};$$

при оберненому обертанні:

$$V_{\text{м}} = \pi \cdot D_{\text{м}} \cdot n'_{\text{м}} / 60 = 3{,}14 \cdot 3 \cdot 77{,}92 / 60 = 12{,}23 \text{м/с};$$

де $D_{\text{м}}$ - діаметр метача.

3.2. Розрахунок гідравлічної схеми

3.2.1. Привод гідроциліндрів

Для привіда гідроциліндрів робочого обладнання на машині встановлений гідронасос 410.56, робочий об'єм якого $q_M=56 \cdot 10^{-6}$ м^3/об, об'ємний ККД $\eta_V = 0{,}95$.

Частота обертання вала насоса $n_{\text{м}} = 1200 \text{хв}^{-1}$.

Подача гідронасоса дорівнює [7, 10]:

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} \cdot \eta_V / 60 = 56 \cdot 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 0{,}95 / 60 = 60 \text{л/хв.}$$

Швидкість висування та втягування штоків гідроциліндрів вкладання робочого органа вираховуємо по формулі [7, 10]:

$$W = Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{га}} / (Q_{\text{ц}} \cdot F_{\text{ц}}),$$

де $\eta_{\text{га}}$ – об'ємний ККД гідроагрегатів, встановлених в магістралях, $\eta_{\text{га}} = 0{,}93$; $Q_{\text{ц}}$ – кількість паралельно працюючих циліндрів, $Q_{\text{ц}} = 2$; $F_{\text{ц}}$ – площа робочої порожнини.

Тривалість висування та втягування штоків [7, 10]:

$$t = S_{\text{ц}} / V,$$

де $S_{\text{ц}}$ – повний хід гідроциліндра.

Параметри гідроциліндрів приведені в таблиці 5.1, а їх кінематичні дані в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри гідроциліндрів

Назва	Діаметр, м		Площа, м^2		Хід, м
	циліндра	штока	безштокової порожнини	штокової порожнини	
Гідроциліндр робочого органа	0,16	0,07	0,0201	0,0163	0,90
Гідроциліндри укладання	0,20	0,09	0,0314	0,0250	1,40

Таблиця 3.2 - Кінематичні дані гідроциліндрів

Назва	Швидкість, м/с		Тривалість, с	
	висування	втягування	висування	втягування
Гідроциліндр робочого органа	0,025	0,030	36	30
Гідроциліндри укладання	0,016	0,020	89	71

Сумарна тривалість переведення робочого обладнання з транспортного положення в робоче (машинний час), складає:

$$T_{\text{раб}}=36+89=125\text{с}.$$

З робочого положення в транспортне:

$$t_{тр}=30+71=101с.$$

3.2.2. Параметри гідрообладнання

Відповідно до заданої гідравлічної схеми необхідно здійснити вибір відповідних елементів гідрообладнання. До основних складових гідрообладнання, окрім насосів і гідродвигунів, належать: напрямна гідроапаратура (гідророзподільники, зворотні клапани, гідрозамки, гідроклапани послідовності, блоки сервокерування); регулювальна гідроапаратура (запобіжні, підживлювальні, гальмівні та редукційні клапани, дроселі й регулятори витрати робочої рідини); трубопроводи та з'єднувальні елементи; гідробаки і фільтри. Більшість зазначених компонентів підбирають із уніфікованих і нормалізованих типорозмірів гідрообладнання.

Вибираємо секційний розподільник типорозміру Р-20 з такими характеристиками:

Тиск номінальний, МПа	16
Тиск максимальний, МПа	17,5
Номінальний потік рідини, л/хв	100
Число золотників	1…8
Умовний прохід, мм	20
Втрати тиску при 3-4 золотниках, МПа	0,56
Припустимий тиск на зливі, МПа	0,8

Зворотні клапани вибираємо типорозміру Г51-26 з такими характеристиками:

Тиск номінальний, МПа	20
Номінальний потік, л/хв	280
Умовний прохід, мм	45
Витрати тиску, МПа	0,2

Вибираємо переливні та підживлюючи клапани типорозміру 63700 з такими характеристиками:

Номінальний потік, л/хв	250
Тиск номінальний, МПа	5
Тиск максимальний, МПа	32

Дроселі із зворотними клапанами вибираємо типорозміру 62900 з такими характеристиками:

Номінальний потік, л/хв	250
Тиск номінальний, МПа	35
Тиск максимальний, МПа	32
Номінальний потік, л/хв	250
Тиск номінальний, МПа	0,63
Номінальна тонкість фільтрації, мкм	25,0

Внутрішній діаметр труби:

$$d = 4{,}6\sqrt{\frac{Q_H}{V}};$$

де Q_H – подача насоса; V – швидкість потоку рідини.

$$d_{нап} = 4{,}6\sqrt{\frac{166}{4{,}25}} = 28{,}7мм;$$

$$d_{зл} = 4{,}6\sqrt{\frac{166}{1{,}6}} = 46{,}9мм;$$

$$d_{всм} = 4{,}6\sqrt{\frac{166}{1}} = 59{,}2мм.$$

Площа поперечного перерізу шлангу, см^2:

$$f = \frac{Q_H}{6 \cdot V}.$$

$$f_{нап} = \frac{166}{6 \cdot 4.25} = 6.5см^2;$$

$$f_{всм} = \frac{166}{6 \cdot 1} = 27{,}7см^2;$$

$$f_{зл} = \frac{166}{6 \cdot 1{,}5} = 18{,}4см^2.$$

Товщина стінки металевого трубопроводу визначається з умови стійкості, мм:

$$\delta = \frac{P_H \cdot d}{2 \cdot [\sigma_P]},$$

де P_H – номінальний тиск, МПа; $[\sigma_P]$ – пропускне напруження розтягнення для сталі 20.

$$\sigma_{нап} = \frac{25 \cdot 28{,}7}{2 \cdot 140} = 2{,}6 мм;$$

$$\sigma_{всм} = \frac{2 \cdot 59{,}2}{2 \cdot 140} = 0{,}4 мм;$$

$$\sigma_{зл} = \frac{2 \cdot 46{,}9}{2 \cdot 140} = 0{,}335 мм.$$

Уточнюємо розміри всмоктуючих, напірних та зливних трубопроводів:

всмоктуючий трубопровід:

$$d_в = 60\text{мм};\ S = 4\text{мм};\ d_з = 68\text{мм}.\ (\text{ГОСТ } 8732\text{-}78);$$

напірний трубопровід:

$$d_в = 34\text{мм};\ S = 8\text{мм};\ d_з = 50\text{мм}\ (\text{ГОСТ } 8732\text{-}78);$$

зливний трубопровід:

$$d_в = 50\text{мм};\ S = 3.5\text{мм};\ d_з = 57\text{мм}\ (\text{ГОСТ } 8732\text{-}78).$$

3.2.3. Розрахунок витрат тиску

Приймаємо, що максимальна температура навколишнього середовища та температура робочої рідини $t_{\max} = 20^\circ C$.

Загальні витрати тиску визначається, як сума витрат в окремих елементах даної гідросистеми:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_П + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_A;$$

де $\sum \Delta P_П$ - сумарні шляхові витрати тиску на прямолінійних ділянках трубопроводів; $\sum \Delta P_M$ – сумарні місцеві витрати тиску у згинах трубопроводів, штуцерів, перехідниках, трійниках тощо. $\sum \Delta P_A$ – сумарні витрати тиску в гідроагрегатах (розподільниках, клапанах, фільтрах і т. п.)

Шляхові витрати тиску рідини, пов'язані дії тертям об стіни трубопроводів, кПа:

$$\Delta P_П = \frac{0{,}5 \cdot \lambda \cdot l \cdot \rho \cdot \nu^2}{10^3 \cdot d},$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя; l і d – відповідно довжина і внутрішній діаметр трубопроводів на даній ділянці, м; ρ – щільність рідини, кг/м^3; υ – швидкість потоку рідини, м/с.

Гідравлічний коефіцієнт тертя рідини:

ламінарному $\lambda = 75 / R_e$;

турбулентному $\lambda = 0.3146 R_e^{-0.25}$;

Ламінарному режиму течії рідини в трубопроводах круглого поперечного перетину відповідають числа Рейнольда $R_e \le 2200...2300$, турбулентному режиму – $R_e \ge 2200...2300$.

Для трубопроводів круглого перерізу:

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\gamma},$$

де V – швидкість руху рідини, м/с; γ – кінематична в'язкість рідини, м^2/с; d – діаметр трубу, м;

Місцеві витрати тиску в гідросистемі, кПа:

$$\Delta P_M = \frac{0{,}5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot V}{1000}$$

де ξ – коефіцієнт місцевих опорів.

Витрати тиску в гідросистемі привода робочого органа:

- на всмоктуючій лінії :

$$\sum \Delta P_B = 0.46 + 0.109 = 0.569 кПа,$$

$$\Delta P_П = 0{,}5 \cdot 0{,}042 \cdot 1{,}5 \cdot 970 \cdot 1^2 \Big/ 10^3 \cdot 0{,}0592 = 0{,}46 \text{ кПа},$$

$$\lambda = 0{,}3146 \cdot 3115{,}8^{-0{,}25} = 0{,}042,$$

$$R_e = \frac{1 \cdot 0.0592}{19 \cdot 10^{-6}} = 3115.8 \text{ (турбулентний режим)},$$

$$\Delta P_Н = \frac{0{,}5 \cdot (0{,}1 + 0{,}15) \cdot 870 \cdot 1^2}{1000} = 0{,}109 \text{ кПа}.$$

- на напірній лінії :

$$\sum \Delta P_Н = 77 + 600 + 39{,}3 = 716{,}3 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_Н = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}035 \cdot 8 \cdot 870 \cdot 4{,}25^2}{1000 \cdot 0{,}0284} = 77 \text{ кПа};$$

$$\lambda = 0{,}3146 \cdot 6419{,}7^{-0{,}25} = 0{,}035;$$

$$R_e = \frac{4{,}25 \cdot 0{,}034}{19 \cdot 10^{-6}} = 6419{,}7 \text{ (турбулентний режим)};$$

$$\Delta P_Н = \frac{0{,}5(4 + 0{,}15 + 0{,}3 + 0{,}15 + 0{,}3 + 0{,}1) \cdot 870 \cdot 4{,}25^2}{1000} = 39{,}3 \text{кПа}.$$

- на зливній лінії:

$$\sum \Delta P_З = 5{,}5 + 7{,}2 + 600 = 612{,}7 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_П = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}04 \cdot 7 \cdot 870 \cdot 1{,}5^2}{1000 \cdot 0{,}05} = 5{,}5 \text{ кПа};$$

$$\lambda = 0{,}3146 \cdot 3947^{-0{,}25} = 0{,}04$$

$$R_e = \frac{1{,}5 \cdot 0{,}05}{19 \cdot 10^{-6}} = 3947 \text{(турбулентний режим)}$$

$$\Delta P_Н = \frac{0{,}5 \cdot (3 + 0{,}2 + 1{,}2 + 3) \cdot 870 \cdot 1{,}5^2}{1000} = 7{,}2 \text{ кПа};$$

- загальні витрати тиску:

$$\sum \Delta P = 0{,}569 + 716{,}3 + 612{,}7 = 1329{,}6 \text{ кПа}$$

Втрати тиску 5,3% від номінального.

3.2.4. Розрахунок ККД гідроприводу

Загальний ККД:

$$\eta_{заг} = \eta_{г} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об}$$

Гідравлічний ККД розраховується за сумарними витратами тиску в гідроприводі:

$$\eta_{г} = \frac{(P_H - \sum \Delta P)}{P_H},$$

де: P_H – номінальний тиск у гідросистемі; $\sum \Delta P$ – сумарні витрати тиску ;

$$\eta_{г} = \frac{25 - 1{,}33}{25} = 0{,}95.$$

Механічний ККД:

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.м} \cdot \eta_{мех.р} \cdot \eta_{мех.гд.},$$

де: $\eta_{мех.м.}$ – механічний ККД насоса; $\eta_{мех.р.}$ – механічний ККД розподільника; $\eta_{мех.гд.}$ – механічний ККД гідродвигуна; для гідромоторів $\eta = 0{,}85...0{,}94$, для гідроциліндрів $\eta = 0{,}92...0{,}98$, для гідросистеми привода робочого органа.

$$\eta_{мех} = 0{,}94 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}94 = 0{,}8$$

Об’ємний ККД гідроприводу:

$$\eta_{об} = \eta_{об.н.} \cdot \eta_{об.р.} \cdot \eta_{об.гд.},$$

де $\eta_{об.н.}$ – об’ємний ККД насоса; $\eta_{об.р.}$ – об’ємний ККД розподільника; $\eta_{об.гд.}$ – об’ємний ККД гідро двигуна, що дорівнює $0{,}84...0{,}98$ для гідромоторів та приймається за одиницю для гідро циліндрів.

$$\eta_{об} = 0{,}96 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}96 = 0{,}87$$

Загальний ККД гідросистеми:

$$\eta_{заг} = 0{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}87 = 0{,}66.$$

Для вибору гідродвигунів машини необхідно знати гідромеханічний ККД гідроприводу. Його знаходять як добуток гідравлічного ККД в гідролінії силового циліндра або мотора:

$$\eta_{гм.} = \eta_{г} \cdot \eta_{мех}$$

$$\eta_{гм} = 0{,}95 \cdot 0{,}84 = 0{,}8.$$

Гідродвигун обирається за встановленими параметрами тиску $P_н$, витрати $Q_н$ і ККД гідросистеми.

Робочий об'єм гідромотора $q_м^1$ розраховують на основі кінематичного розрахунку машини кількістю обертів $n_м$ вала мотора, см^3/об:

$$q_м^1 = \frac{10^3 \cdot Q_н \cdot \eta_{заг}}{z \cdot n_м} = \frac{10^3 \cdot 166 \cdot 0{,}66}{700} = 157 \text{ см}^3\text{/об.}$$

Вибираємо аксіально-поршневий нерегульований гідромотор 310.224.

Уточнюємо крутний момент на валу гідромотора Н·м:

$$M_м = 0{,}159 \cdot q_м \cdot P_н \cdot \eta_{гм.} = 0{,}159 \cdot 224 \cdot 25 \cdot 0{,}8 = 782 \text{ Н·м,}$$

де $q_м$ – нормований робочий об'єм гідромотора; $\eta_{гм.}$ – гідромеханічний ККД потоку.

3.2.5. Розрахунок теплового режиму.

Тепловий режим розраховується виходячи з балансу теплоти, що виділяється та відводиться в гідросистемі, тобто:

$$N_H \cdot (1 - \eta) \cdot k = c \cdot S \cdot \Delta t$$

де k – коефіцієнт завантаження гідроприводу; $c = 0{,}04$ кВт/м^2·град - коефіцієнт тепловіддачі поверхні гідровузлів; S – загальна площа поверхні тепловіддачі всіх елементів гідроприводу, м^2; Δt – перепад температури масла-повітря, град.

Розрахунок теплового режиму роботу гідроприводу робочого органа:

а) визначаємо об'єм маслобака, дм^3:

$$W_o = 1{,}2 \cdot Q_H = 1{,}2 \cdot 166 = 199{,}2 \text{ дм}^3$$

Враховуючи те, що з одного бака буде живиться як насос гідросистеми привода робочого органа так і насос гідросистеми повороту, піднімання і опускання рами робочого органа і повороту робочого органу остаточно приймаємо місткість маслобака за ГОСТ12448-80 $W_o = 400$ дм^3.

б) виходячи із співвідношення основних розмірів маслобака $H = 3 \cdot B$, $L = 4 \cdot B$ та прийнятою за ГОСТ12448-80 місткістю маслобака визначають площу тепловіддачі маслобака:

$$S_б = 6{,}5 \cdot \sqrt[3]{W_o^2} = 3{,}5 \text{ м}^2$$

в) визначаємо площу тепловіддачі гідро лінії:

$$S_{г.л} = 2 \cdot \pi \cdot D_ц \cdot L = 2 \cdot \pi(0{,}068 + 1{,}5 + 0{,}05 \cdot 8 + 0{,}057 \cdot 6) = 5{,}3 \text{ м}^2,$$

де $D_ц$ – зовнішній діаметр трубопроводів; L – довжина трубопроводів.

г.) площа тепловіддачі аксіально-поршневого гідромотора:

$$S_д = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}5 = 0{,}3 \text{ м}^2.$$

д.) визначаємо загальну площу поверхні тепловіддачі:

$$S = S_б + S_{г.л} + S_д = 3{,}5 + 5{,}3 + 0{,}3 = 9{,}1 \text{ м}^2.$$

е.) на основі рівняння виводимо розрахункову формулу і визначаємо перевод температури, Δt:

$$\Delta t = \frac{N_H(1 - \eta_{заг})к}{c \cdot S_1} = \frac{67{,}9 \cdot (1 - 0{,}66) \cdot 0{,}9}{0{,}04 \cdot 9{,}1} = 57^\circ C.$$

є.) визначаємо температуру нагрівання масла:

$$t_м = t_в + \Delta t = 35 + 57 = 92^\circ C,$$

де $t_в$ – задане максимальне значення температури повітря $t_в = 35^\circ C$.

Так як температура нагрівання масла перевищує допустиму треба на зливній гідролінії встановити масло охолоджувач.

Визначаємо кількість теплоти, яку щосекунди необхідно відводити:

$$E = c(t_м - 80^\circ) = 0{,}04 \cdot (92 - 80) = 0{,}48 \text{ кДж}.$$

Визначаємо розміри маслобака:

$$W_o = 12 \cdot B^3; \qquad B = \sqrt[3]{\frac{0.4}{12}} = 0{,}32 \text{ м.}$$

$$L = 4 \cdot B = 4 \cdot 0{,}32 = 1{,}3 \text{ м;} \quad H = 3 \cdot B = 3 \cdot 0{,}32 = 0{,}96 \text{ м.}$$

Робочу рідину для об'ємного гідропривода вибираємо з урахуванням заданих в межах температури повітря для працюючого гідропривода. Для гідропривода вибираємо як робочу рідину позасезонне мастило ВМГЗ (МГ-15-В). Замінюючими робочими рідинами з урахуванням експлуатації гідропривода в межах заданої температури оточуючого повітря від -30 до +35°С вибираємо:

а) для літніх умов експлуатації – мастило ІС-30;

б) для зимових умов експлуатації – масло веретенне АУ.

3.3. Продуктивність та баланс потужності

Визначимо продуктивність ланцюгового робочого органу по виносній здатності.

Об'єм грунту, що переміщується однією лопаткою (балки) [7, 10]:

$$V_{\text{б}} = l \cdot h \cdot \Delta l,$$

де l – середня довжина балки, м; h – висота призмы волочіння, м; Δl – середня відстань між балками, м.

$$V_{\text{б}} = 0{,}6 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}16 = 0{,}096 \text{м}^3.$$

Об'єм грунту, що переміщується зубцями однієї групи балок (7балок) [7, 10]:

$$V_{\text{зб}} = l \cdot a \cdot H,$$

де a – відстань між зубами, м; H – висота зуба над балкою, м.

$$V_{\text{зб}} = 0{,}6 \cdot 0{,}078 \cdot 0{,}214 = 0{,}01 \text{м}^3.$$

Число навантажень балок робочого органу за хвилину [7, 10]:

$$N_{\text{р}} = 60 \cdot V_{\text{л}} / T,$$

де $V_л$ – швидкість ланцюга, $V_л = 1{,}75$м/с; T – крок ланцюга, $T = 0{,}25$м.

$$N_р = 60 \cdot 1{,}75 / 0{,}25 = 420 \text{ навантажень/хв.}$$

Продуктивність робочого органу по виносній здатності при коефіцієнті розпушення $K_р$=1,1:

$$П = 2 \cdot 60 \cdot (n_р / K_р) \cdot (V_б + V_{зб} / 7) =$$

$$= 2 \cdot 60 \cdot (420 / 1{,}1) \cdot (0{,}0096 + 0{,}01 / 7) = 600 м^3 / год.$$

Визначимо виносну здатність метача.

Частота обертання ротора метача дорівнює:

$$N_м = 78{,}06 хв^{-1}.$$

Об'єм грунту, що транспортується однією лопаткою [7, 10]:

$$q = b \cdot h^2 / (2 \cdot tg\varphi),$$

де b – довжина лопатки, м; h – высота лопатки, м; $tg\varphi$ – коефіцієнт внутрішнього тертя.

$$q = 0{,}408 \cdot 0{,}16^2 / (2 \cdot 0{,}6) = 0{,}0087 м^3.$$

Продуктивність метача по виносній здатності ротора [7, 10]:

$$П_м = 60 \cdot q \cdot Z_л \cdot n_м / K_р,$$

де $Z_л$ – кількість лопаток, шт; $K_р$ – коефіцієнти розпушення грунту; q – об'єм грунту, що транспортується однією лопаткою, $м^3$.

$$П_м = 60 \cdot 0{,}01 \cdot 18 \cdot 78{,}06 / 1{,}1 = 800 м^3 / год.$$

Виносна здатність метача забезпечується евакуацією грунту із забою.

Потужність, яка витрачається на роботу ланцюгового робочого органа [7, 10]:

$$N_{ро} = V_л \cdot P_{r.max} / (102 \cdot g \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_л),$$

де $V_л$ – швидкість ланцюга робочого органу, м/с; $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії приводу робочого органа; $\eta_л$ – ККД ланцюга.

$$N_{ро} = 1{,}75 \cdot 60000 / (102 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}6) = 250 кВт.$$

Потужність, яка витрачається на роботу метача при нижньому викиданні:

$$N_{\text{м}} = \Pi_{\text{м}} \cdot \gamma \cdot (2 \cdot V_{\text{окр}}^2 / 734 + H \cdot g / 367 +$$
$$+ M \cdot d_{\text{тр}} \cdot V_{\text{окр}}^2 / 734 \cdot g + 0{,}0065) =$$
$$= 800 \cdot 1{,}8 \cdot (2 \cdot 12{,}2^2 / 734 + 0{,}4 \cdot 9{,}81 / 367 +$$
$$+ 0{,}6 \cdot 0{,}3925 \cdot 12{,}2^2 / 734 \cdot 9{,}81 + 0{,}0065) = 84\text{кВт}.$$

Потужність, яка витрачається на пересування машини, дорівнює [7, 10]:

$$N_{\text{пер}} = T \cdot V_{\text{м}} / (3600 \cdot 102 \cdot g \cdot \eta_{\text{пер}}),$$

де $V_{\text{м}}$ – швидкість пересування машини, м/с.

$$N_{\text{пер}} = 210438 \cdot 100 / (3600 \cdot 102 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}8) = 8\text{кВт}.$$

Сумарна загальна потужність двигуна:

$$N = N_{\text{ро}} \cdot N_{\text{м}} \cdot N_{\text{пер}} = 250 + 84 + 8 = 342\text{кВт}.$$

3.4. Силовий розрахунок

3.4.1. Визначення зовнішніх сил, діючих на робоче обладнання

Визначимо зусилля, діюче на ланцюговий робочий орган при розробці траншеї у номінальномурежимг роботи. Кут нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 45^0$.

Номінальний режим роботи відповідає розробці грунту 3-4 категорії при швидкості руху машини $V_{\text{м}} = 100\text{м/год}$.

Кут нахилу траекторії руху різця ланцюга до горизонту дорівнює:

$$\beta = arctg(V_{\text{л}} \cdot \sin\alpha / (V_{\text{л}} \cdot \cos\alpha + V_{\text{м}} / 3600));$$
$$\beta = arctg(1{,}75 \cdot 0{,}70711 / (1{,}75 \cdot 0{,}70711 + 100 / 3600)) =$$
$$= arctg(0{,}97805) = 44^0 22'.$$

Визначимо товщину стружки, яку знімають різці:

$$H = 1000 \cdot V_{\text{м}} \cdot \sin\beta \cdot z_{\text{л}} / (60 \cdot n_{\text{зв}} \cdot z_{\text{зв}} \cdot y),$$

де $n_{зв}$ – частота обертання привідного валу; $z_л$ – кількість ланок ланцюга; $z_{зв}$ – кількість зубців ведучої зірочки; y – число зубців по всьому ланцюгу в одній лінії різання.

$$H = 1000 \cdot 100 \cdot 0{,}69925 \cdot 84/(60 \cdot 91{,}22 \cdot 9 \cdot 6) = 20 \text{мм}.$$

Величина дотичного зусилля різання на ланцюгу однієї секції робочого органу:

$$P\tau = 10 \cdot n \cdot c \cdot h^{1{,}35} \cdot (1 + 0{,}1 \cdot b) \cdot (1 - \frac{90^0 - \alpha}{180^0}) \cdot A,$$

де c – число ударів ударника ДорНДІ у грунтах 3 – 4 категорії; b – ширина ріжучого профілю різця; α – кут різання; A – коефіцієнт, який враховує затуплення ріжучих елементів; n – число зубців, які одночасно знаходяться у забої.

$$P\tau = 10 \cdot 26 \cdot 30 \cdot 2{,}0^{1{,}35} \cdot (1 + 0{,}1 \cdot 2{,}5) \cdot (1 - \frac{90^0 - 65}{180^0}) \cdot 1{,}1 = 23555 \text{Н}.$$

Сумарний опір зануренню різців у грунт:

$$P_{NH} = a \cdot n \cdot b \cdot K_n,$$

де a – ширина майданчика занурення зубців; K_n – коефіцієнт опору занурення різців в грунт, Н/мм^2.

$$P_{NH} = 2{,}5 \cdot 26 \cdot 25 \cdot 10 = 16250 \text{Н}.$$

Сила тертя різців по грунту:

$$P_f = f_{ст} \cdot P_{NH},$$

де $f_{ст}$ – коефіцієнт тертя сталі по грунту.

$$P_f = 0{,}5 \cdot 16250 = 8125 \text{Н}.$$

Зусилля пересування грунту по метачу:

$$P_{пер.г} = \frac{B \cdot H \cdot V_м}{3600 \cdot V_л} \cdot \gamma \cdot (\frac{H}{2} + H_0) \cdot (1 + f_{гр} \cdot ctg\beta) \cdot g,$$

де H – глибина траншеї; H_0 – відстань від опорної поверхні до вісі приводного валу; B – ширина траншеї; γ – щільність грунту; $f_{\text{гр}}$ – коефіцієнт тертя грунта по грунту.

$$P_{\text{пер.г}} = \frac{1{,}6 \cdot 2{,}5 \cdot 100}{3600 \cdot 1{,}75} \cdot 1800 \cdot (\frac{2{,}5}{2} + 1{,}23) \cdot (1 + 0{,}6 \cdot 1{,}0212) \cdot 9{,}81 =$$

$$= 4484\text{Н}.$$

Сумарна номінальна дотична сила копання на ланцюгу однієї секції:

$$P_{\Sigma\tau} = P_{\tau} + P_f + 0{,}5 \cdot P_{\text{пер.г}};$$

$$P_{\Sigma\tau} = 23555 + 8125 + 0{,}5 \cdot 4484 = 33922\text{Н}.$$

Дотичне зусилля на ланцюгу секції робочого органу, при якому спрацьовує запобіжний пристрій, дорівнює:

$$P_{\tau\max} = 60000\text{Н}.$$

Нормальне зусилля на ланцюгу робочого органу приймається рівним:

$$P_{N\max} = 0{,}4 \cdot P_{\tau\max} = 0{,}4 \cdot 60000 = 24000\text{Н}.$$

Визначимо навантаження на робочий орган на початку його заглиблення.

Зусилля притискання кожної секції робочого органу визначається з умови реалізації повної сили гідроциліндрів робочого органу при тиску робочої рідини 16 МПа:

$$Z_1 = \frac{(2 \cdot P_{\text{гц}} \cdot 0{,}412 + m_{\text{ро}} \cdot g \cdot 2{,}256)}{(2 \cdot 4{,}508)},$$

де $P_{\text{гц}}$ – зусилля на штоку гідроциліндра.

Зусилля на штоку гідроциліндра при тиску в поршневій порожнині $P = 16\text{МПа}$ дорівнює:

$$P_{\text{гц}} = P \cdot F_{\text{п}} \cdot \eta,$$

де $F_{\text{п}}$ – площа поршневої порожнини гідроциліндра; η – коефіцієнт корисної дії гідроциліндра.

$$P_{\text{гц}} = 16 \cdot 10^6 \cdot 201{,}1 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}95 = 305670\text{Н}.$$

Звідки:

$$Z_1 = \frac{(2 \cdot 305670 \cdot 0{,}412 + 6100 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}256)}{(2 \cdot 4{,}508)} = 42910\,\text{Н}.$$

Кут нахилу вісі робочого органу на початку його заглиблення складає $\alpha = 9^0 31'$.

Спроектуємо зусилля заглиблення Z_1 на координатні вісі вузла робочого органу:

$$X_1' = Z_1 \cdot \sin\alpha,$$
$$Z_1' = Z_1 \cdot \cos\alpha;$$

$$X_1' = 42910 \cdot \sin 9^0 31' = -42910 \cdot 0{,}16533 = -7090\,\text{Н},$$
$$Z_1' = 42910 \cdot \cos 9^0 31' = 42910 \cdot 0{,}98624 = 42320\,\text{Н}.$$

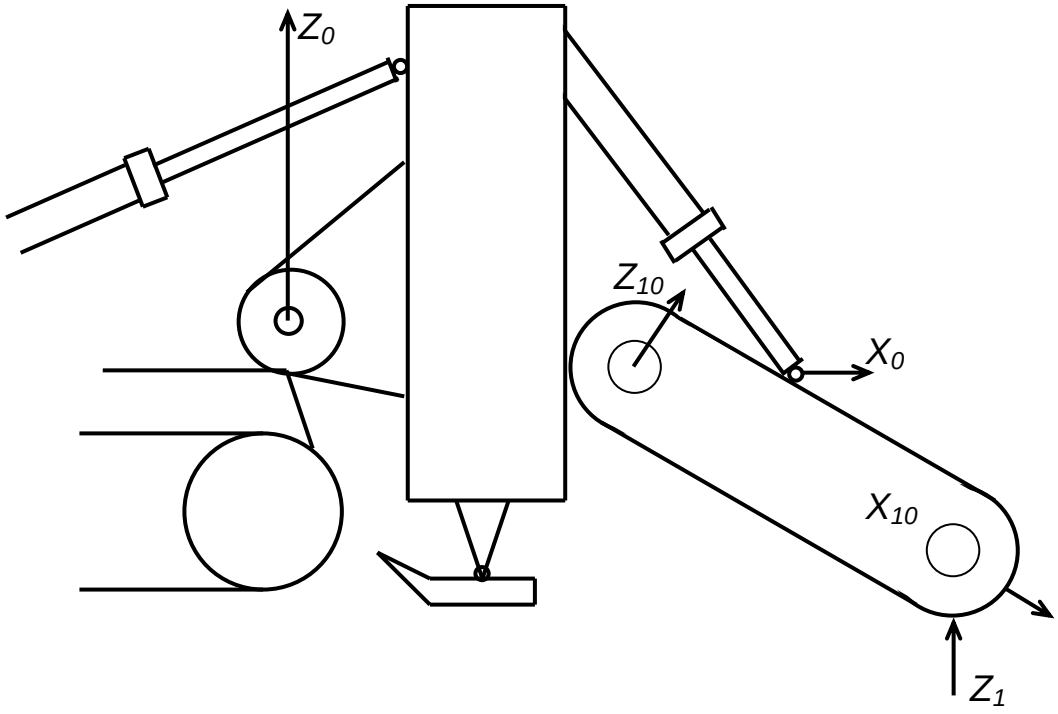


Рис. 3.2. Навісне обладнання траншеєкопача

3.5. Бульдозерний відвал

3.5.1. Зусилля, які діють на відвал

Зусилля на ножі відвалу та в гідроциліндрах при заглибленні та виглибленні бульдозера.

Зусилля реалізоване одним гідроциліндром при тиску $P = 16\text{МПа}$ і роботи:

штокової порожнини:

$$P_{\text{ш}} = P \cdot F_{\text{ш}} \cdot \eta;$$

поршневої порожнини:

$$P_{\text{п}} = P \cdot F_{\text{п}} \cdot \eta,$$

де $F_{\text{ш}}$ – площа штокової порожнини; $F_{\text{п}}$ – площа поршневої порожнини; η – коефіцієнт корисної дії гідроциліндра.

$$P_{\text{ш}} = 16 \cdot 10^{6} \cdot 162{,}6 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}95 = 247150\text{Н};$$

$$P_{\text{п}} = 16 \cdot 10^{6} \cdot 201{,}1 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}95 = 305670\text{Н}.$$

Зусилля гідроциліндрів при підніманні (опусканні) бульдозера:

$$P_{1,2} = G_{\text{б}} \cdot l / l_1,$$

де $G_{\text{б}}$ – вага бульдозера; l – відстань від упряжного шарніра до точки на відвалі; l_1 – відстань від упряжного шарніра до гідроциліндра.

Вага бульдозера:

$$G_{\text{б}} = m_{\text{б}} \cdot g,$$

де $m_{\text{б}}$ – маса бульдозера; g – прискорення вільного падіння.

$$G_{\text{б}} = 1600 \cdot 9{,}81 = 15700\text{Н}.$$

$$P_{1,2} = 15700 \cdot 2{,}175 / 1{,}35 = 25700\text{Н}.$$

Максимальне вертикальне зусилля на носі відвалу при виглибленні бульдозера по можливостям гідроциліндрів дорівнює:

$$Z_{\text{виг}} = (2 \cdot P_{\text{ш}} \cdot l_1 - G_{\text{б}} \cdot l) / 2{,}67;$$

$$Z_{\text{виг}} = (2 \cdot 247150 \cdot 1{,}35 - 15700 \cdot 2{,}175) / 2{,}67 = 237140\text{Н}.$$

У випадку прикладення до відвалу сили тяги $T_{\max} = 210500\text{Н}$ вертикальне зусилля на ножі відвалу дорівнює:

$$Z'_{\text{виг}} = (2 \cdot P_{\text{ш}} \cdot l_1 - G_{\text{б}} \cdot l - T_{\max} \cdot a) / 2{,}67,$$

де a – відстань від упряжного шарніра до поверхні землі.

$$Z'_{\text{виг}} = (2 \cdot 247150 \cdot 1{,}35 - 15700 \cdot 2{,}175 - 210500 \cdot 0{,}4) / 2{,}67 =$$
$$= 205600 \text{Н}.$$

Максимальне вертикальне зусилля на ножі відвалу при заглиблені бульдозера по можливостям гідроциліндрів:

$$Z_{\text{заг}} = (2 \cdot P_{\text{п}} \cdot l_1 - G_{\text{б}} \cdot l) / 2{,}67;$$

$$Z_{\text{заг}} = (2 \cdot 305670 \cdot 1{,}35 - 15700 \cdot 2{,}175) / 2{,}67 = 321900 \text{Н}.$$

Величина зусилля $Z_{\text{заг}}$ обмежена відривом передніх катків базового шасі від опорної поверхні:

$$Z'_{\text{заг}} = G_{\text{м}} \cdot X / X_1,$$

де $G_{\text{м}}$ – вага машини; X – відстань від центру маси машини до вісі 15-го катка; X_1 – відстань від ножа відвала до вісі 15-го катка.

Вага машини дорівнює:

$$G_{\text{м}} = m_{\text{м}} \cdot g.$$

$$Z'_{\text{заг}} = 40680 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}636 / 8{,}31 = 129400 \text{Н}.$$

Визначення зусилля гідроциліндрів та тиск в них за умови прикладання до відвала сили $Z'_{\text{заг}}$. При цьому враховується, що в розрахунковому положенні вісь цапфи відвала нахилена до горизонту під кутом 4°51', а кут між вертикаллю та проекцією вісі гідроциліндра на поздовжню вертикальну площину дорівнює 16°41'.

Проекції сили $Z'_{\text{заг}}$ на вісь цапфи:

$$X'_1 = Z'_{\text{заг}} \cdot \sin 4^0 51';$$

$$Z'_1 = Z'_{\text{заг}} \cdot \cos 4^0 51';$$

$$X'_1 = 129400 \cdot 0{,}08455 = 10940 \text{Н};$$

$$Z'_1 = 129400 \cdot 0{,}99642 = 128910 \text{Н}.$$

Проекції сили ваги бульдозера $G_б = 15700\text{Н}$ на вісі координат X' та Z' дорівнює:

$$X'_2 = G_б \cdot \sin 4^0 51';$$

$$Z'_2 = G_б \cdot \cos 4^0 51';$$

$$X'_2 = 15700 \cdot 0{,}08455 = 1330\text{Н};$$

$$Z'_2 = 15700 \cdot 0{,}99642 = 15640\text{Н}.$$

Проекції сумарного зусилля двох гідроциліндрів на вісі X' та Z' дорівнює:

$$X'_{1,2} = R_{1,2} \cdot \sin 16^0 41';$$

$$Z'_{1,2} = R_{1,2} \cdot \cos 16^0 41';$$

$$X'_{1,2} = 0{,}28708 \cdot R_{1,2};$$

$$Z'_{1,2} = 0{,}95791 \cdot R_{1,2}.$$

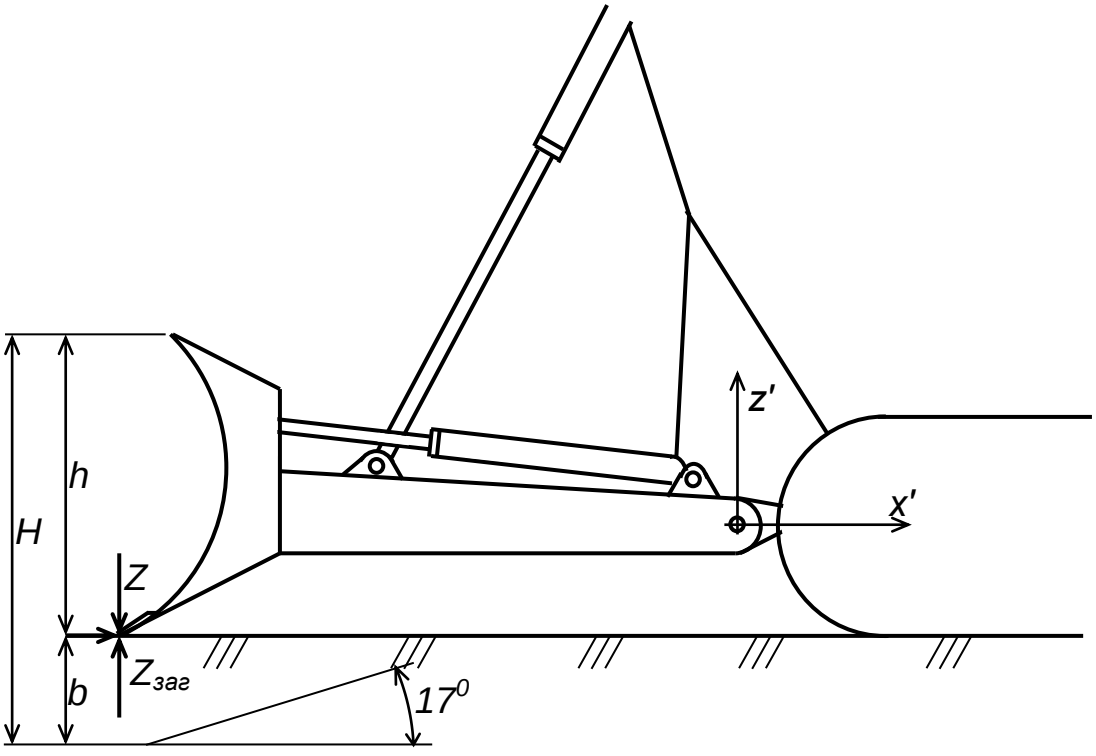


Рис. 3.3 - Схема заглиблення бульдозерного обладнання

Складемо суму моментів всіх сил відносно вісі Y, яка проходить крізь точки кріплення рами бульдозера.

$$M_{3,4}^{Y} = Z'_1 \cdot 2{,}643 - Z'_2 \cdot 2{,}19 - X'_1 \cdot 0{,}135 - X'_2 \cdot 0{,}19 -$$

$$- R'_{1,2} \cdot \cos 16^0 41' \cdot 1{,}35 - R_{1,2} \cdot \sin 16^0 41' \cdot 0{,}26 = 0.$$

Зусилля двох гідроциліндрів:

$$R = \frac{Z'_1 \cdot 2{,}643 - Z'_2 \cdot 2{,}19 - X'_1 \cdot 0{,}135 - X'_2 \cdot 0{,}19}{\cos 16^0 41' \cdot 1{,}35 + \sin 16^0 41' \cdot 0{,}26};$$

$$R = \frac{128910 \cdot 2{,}643 - 15640 \cdot 2{,}19 - 10940 \cdot 0{,}135 - 1330 \cdot 0{,}19}{0{,}95791 \cdot 1{,}35 + 0{,}28708' \cdot 0{,}26} =$$

$$= 222780 \text{Н}.$$

Проекції сумарного зусилля двох гідроциліндрів на координатні вісі Z' та X':

$$X'_{1,2} = R_{1,2} \cdot \sin 16^0 41';$$

$$Z'_{1,2} = R_{1,2} \cdot \cos 16^0 41';$$

$$X'_{1,2} = 222780 \cdot 0{,}28708 = 63960 \text{Н};$$

$$Z'_{1,2} = 222780 \cdot 0{,}95791 = 213400 \text{Н}.$$

Тиск в поршневій порожнині гідроциліндра заглиблення бульдозера:

$$P = \frac{R_{1,2}}{2 \cdot F_{\text{п}} \cdot \eta};$$

де $R_{1,2}$ – зусилля двох гідроциліндрів; $F_{\text{п}}$ – площа поршневої порожнини гідроциліндра; η – коефіцієнт корисної дії гідроциліндра.

$$P = \frac{222780}{2 \cdot 201{,}1 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}95} = 5{,}25 \text{МПа}.$$

3.5.2. Тяговий розрахунок

Розглядається випадок виконання бульдозерних робіт при наступних значеннях вихідних даних:

Висота відвалу $H = 1{,}077 \text{м}.$

Ширина смуги різання $l = 3{,}36$м.

Кут різання ножів відвалу $\theta = 55^0$.

Опір різанню та деформації грунту відвалом:

$$W_P = l \cdot b \cdot K,$$

де K – питомий опір різанню; b – товщина стружки; l – довжина відвалу, $l = 3{,}36$м.

Вага призми волочіння грунту, визначена з умови повного заповнення відвалу:

$$Q = \frac{\left[(H-b)^2 \cdot 0{,}5 \cdot l \cdot \mathrm{tg}\beta + 0{,}3 \cdot (H-b)^2\right] \cdot \gamma}{\sin\varphi},$$

де γ – питома вага розпушеного грунту; β – кут природного відкосу розпушеного грунту; φ – кут установки відвала в плані, $\varphi = 90^0$; $(H-b)$ – відстань від поверхні землі до верхнього краю відвалу (висота призми волочіння грунту).

$$Q = \frac{\left[(1{,}077-b)^2 \cdot 0{,}5 \cdot 3{,}36 \cdot \mathrm{tg}45^0 + 0{,}3 \cdot (1{,}077-b)^2\right] \cdot 1600}{\sin 90^0} =$$

$$= 43010 \cdot (1{,}077-b)^2.$$

Опір переміщенню грунту, який знаходиться перед відвалом дорівнює:

$$W_1 = Q \cdot f_{\text{гр}},$$

де $f_{\text{гр}}$ – коефіцієнт тертя грунту по грунту, $f_{\text{гр}} = 0{,}7$.

$$W_1 = 43010 \cdot (1{,}077-b)^2 \cdot 0{,}7 = 30105 \cdot (1{,}077-b)^2.$$

Опір переміщенню грунту вгору по відвалу дорівнює:

$$W_2 = Q \cdot f_{\text{ст}} \cdot \cos\theta^2,$$

де $f_{\text{ст}}$ – коефіцієнт тертя грунту по сталі, $f_{\text{ст}} = 0{,}5$.

$$W_2 = 43010 \cdot (1{,}077-b)^2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}5736^2 = 7075 \cdot (1{,}077-b)^2.$$

Сумарний опір переміщенню грунту:

$$W_{\text{п}} = W_1 + W_2;$$

$$W_{\text{п}} = 30105 \cdot (1{,}077 - b)^2 + 7075 \cdot (1{,}077 - b)^2 = 37180 \cdot (1{,}077 - b)^2.$$

Сумарний опір копанню:

$$W_K = W_P + W_{\text{п}};$$

$$W_K = 3{,}36 \cdot b \cdot K + 37180 \cdot (1{,}077 - b)^2.$$

Вертикальне зусилля, яке діє на відвал:

$$P_z = 0{,}3 \cdot W_K.$$

Результати обчислень за наведеними вище формулами для різних значень опору грунту різанню та товщини стружки записуємо у таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 - Значення опорів переміщенню та різанню грунту

Категорія грунту	Товщина стружки, b, м	Опір різанню та деформації грунту відвалом, W_P, Н	Сумарний опір переміщенню грунту, $W_{\text{п}}$, Н
2 $K = 100000\,\text{Н/м}^2$	0,10	33600	35490
	0,15	50400	31950
	0,20	67200	28600
3 $K = 180000\,\text{Н/м}^2$	0,05	30240	39210
	0,10	60480	35490
	0,15	90720	31950
	0,20	120960	28600

За результатами тягового розрахунку можна зробити наступні висновки.

Величина повздовжньої складової сили взаємодії відвалу з грунтом при виконанні земляних робіт прийнята за результатами силового розрахунку.

$$T_M = 16500\,\text{Н}; \quad T_{\max} = 210500\,\text{Н}.$$

Аналіз таблиці показав, що бульдозерним обладнанням машини можна розробляти грунти 2, 3, 4 категорій при товщині стружки 20мм.

3.5.3. Швидкість робочих рухів бульдозерного відвалу

Привід гідроциліндрів бульдозерного обладнання здійснюється від насоса 410.56 з наступними характеристиками:

робочий об’єм $q = 0{,}56 \cdot 10^{-6} \text{м}^3/\text{об}$;

об’ємний ККД насоса $\eta_V = 0{,}95$;

частота обертання вала насоса $n_\text{н} = 1200 \text{хв}^{-1}$.

Подача насоса дорівнює:

$$Q = \frac{q \cdot n_\text{н} \cdot \eta_V}{60};$$

$$Q = \frac{56 \cdot 10^{-4} \cdot 1200 \cdot 0{,}95}{60} = 10{,}775 \cdot 10^{-4} \text{м/с}.$$

Усі робочі рухи відвалу здійснюються двома гідроциліндрами діаметром 160мм.

Площа поршня циліндра в безштоковій та штоковій порожнинах відповідно дорівнює:

$$F_\text{п} = 201{,}1 \cdot 10^{-4} \text{м}^2; \quad F_\text{ш} = 162{,}6 \cdot 10^{-4} \text{м}^2.$$

Швидкість руху штока гідроциліндра бульдозера:

$$V_\text{п} = \frac{Q}{2 \cdot F_\text{п}};$$

$$V_\text{ш} = \frac{Q}{2 \cdot F_\text{ш}};$$

$$V_\text{п} = \frac{10{,}775 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 201{,}1 \cdot 10^{-4}} = 0{,}027 \text{м/с};$$

$$V_\text{п} = \frac{10{,}775 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 162{,}6 \cdot 10^{-4}} = 0{,}033 \text{м/с}.$$

Виглиблення та заглиблення відвалу, а також перевід бульдозерного обладнання в робоче та транспортне положення виконується двома гідроциліндрами, які мають хід штоку $S = 900 \text{мм}$.

При переведенні бульдозерного обладнання з граничного нижнього положення в транспортне повністю реалізується зі штоку гідроциліндра.

Переміщення ріжучої частини ножа відвалу по вертикальній площині при цьому складає $h = 174$мм.

Тривалість опускання та піднімання відвалу складає:

$$t_1 = \frac{S}{V_{\text{п}}};$$

$$t_2 = \frac{S}{V_{\text{ш}}};$$

$$t_1 = \frac{0{,}9}{0{,}027} = 33\text{с};$$

$$t_2 = \frac{0{,}9}{0{,}033} = 27\text{с}.$$

Середні швидкості опускання ріжучої частини відвалу з транспортного положення в нижнє робоче, та піднімання в транспортне положення відповідно дорівнює:

$$V_{\text{оп}} = \frac{h}{t_1};$$

$$V_{\text{під}} = \frac{h}{t_2};$$

$$V_{\text{оп}} = \frac{1{,}747}{33} = 0{,}053\text{м/с};$$

$$V_{\text{під}} = \frac{1{,}747}{27} = 0{,}065\text{м/с}.$$

3.6. Міцністні розрахунки

3.6.1. Розрахунок фрези та ланцюга робочого органа

Розрахунок фрези

Матеріал листів – сталь 09Г2С, $\sigma_\tau = 345\text{Н/мм}^2$.

Розрахунковим випадком для фрези є випадок навантаження різця фрези максимальним зусиллям:

$$P_{\text{ф}} = \left(P_{\tau} \cdot R_{\text{зр}}\right) / R_{\text{ф}},$$

де P_{τ} – сила, яка відповідає спрацюванню запобіжного пристрою при зустрічі з перепоною; $R_{\text{зр}}$ – радіус зірочки; $P_{\text{ф}}$ – радіус пересування різця фрез.

$$P_{\text{ф}} = \left(60000 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}3655\right) / 0{,}505 = 21710\text{Н}.$$

Перевіримо міцність фрези перерізу А–А (рис. 9.1).

Геометричні характеристики перерізу А–А:

$$F = 2408\text{мм}^2; \quad I_u = 67 \cdot 10^4\,\text{мм}^4; \quad I_v = 378 \cdot 10^4\,\text{мм}^4; \quad \gamma = 16^0 54'.$$

Спроектуємо силу $P_{\text{ф}}$ на головні центральні вісі перерізу А–А:

$$P_u = P_{\text{ф}} \cdot \cos 16^0 54';$$

$$P_v = P_{\text{ф}} \cdot \sin 16^0 54';$$

$$P_u = 21710 \cdot 0{,}95681 = 20775\text{Н};$$

$$P_v = 21710 \cdot 0{,}2907 = 6310\text{Н}.$$

Згинаючі моменти в перерізі А–А:

$$M_u = P_v \cdot 0{,}36;$$

$$M_v = P_u \cdot 0{,}36;$$

$$M_u = 6310 \cdot 0{,}36 = 2271\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_v = 20775 \cdot 0{,}36 = 7479\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Отримані величини напружень для характерних точок перерізу наведено у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 - Величини напружень для характерних точок перерізу

Номер точки	U, мм	V, мм	$W \cdot 10^{-3}$, мм^3	G_u, Н/мм^2	G_v, Н/мм^2	G_z, Н/мм^2
1	80	7	95,9	-24	158	134
2	42	38	17,7	129	-83	46

3	68	26	25,8	-88	-135	223
4	5	17	39,5	-58	10	48
5	15	20	33,5	68	30	98
6	51	13	51,6	44	-101	57

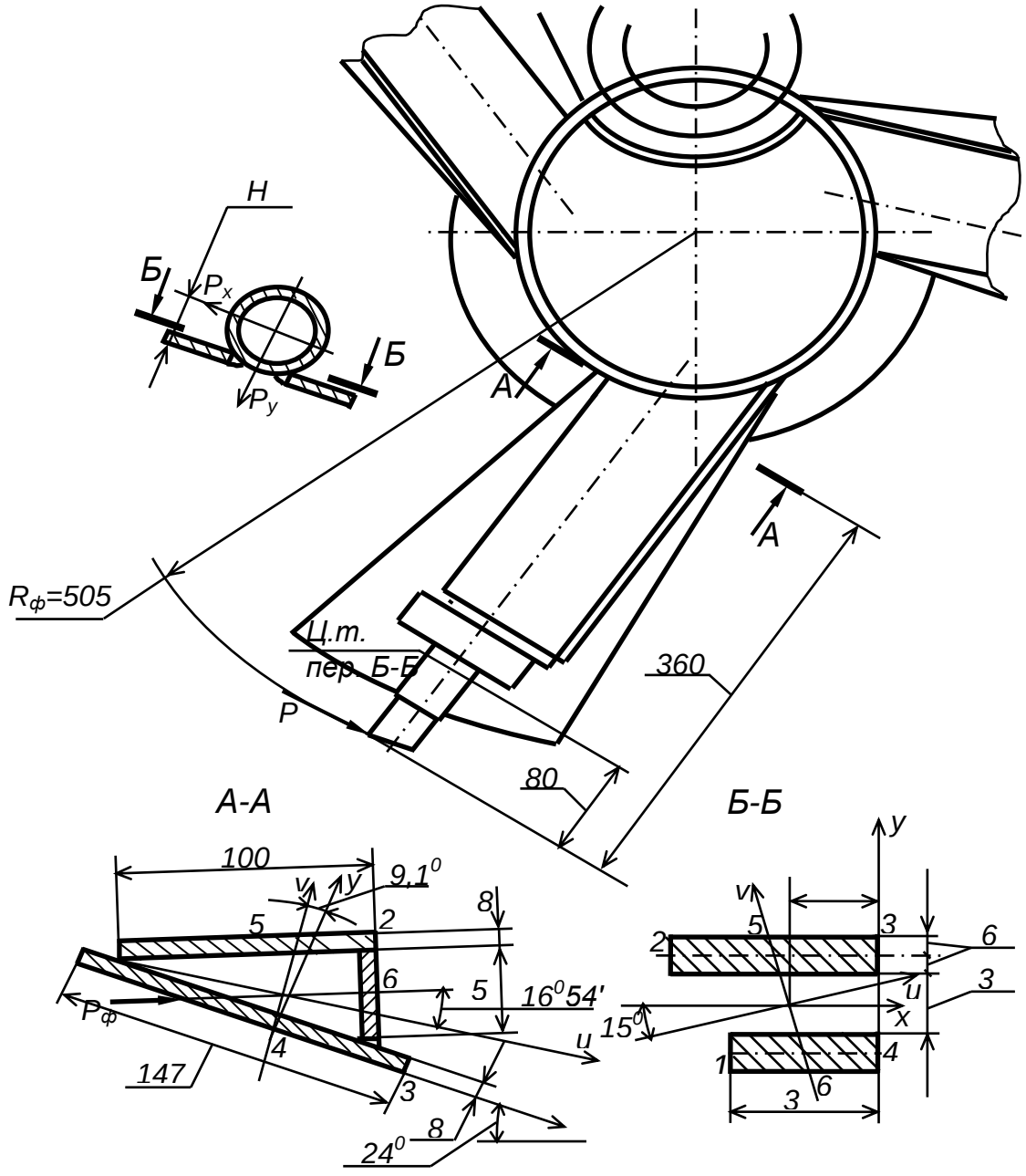


Рис 3.4 - Схема до розрахунку навантажень фрези

Запас міцності по границі текучості:

$$n = \sigma_т / \sigma_{max};$$

$$n = 345 / 223 = 1{,}54.$$

Перевіримо міцність швів зварки кармана різця до основи перерізу Б–Б.

Геометричні характеристики перерізу Б–Б:

$F = 1032 \text{мм}^2; \quad I_y = 33{,}6 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \quad I_z = 16 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \quad \gamma = 15^0;$

$y = -21{,}8 \text{ мм}; \quad z = 2 \text{ мм}.$

Спроектуємо силу $P_\text{ф}$ на площину, в якій розташовано переріз Б–Б:

$$P_x = P_\text{ф} \cdot \cos 24^0;$$

$$P_y = P_\text{ф} \cdot \sin 24^0;$$

$$P_x = 21710 \cdot 0{,}81354 = 19837 \text{ Н};$$

$$P_y = 21710 \cdot 0{,}40674 = 8830 \text{Н}.$$

Спроектуємо силу P_x на головні центральні вісі перерізу Б–Б:

$$N = P_x \cdot \cos 15^0;$$

$$Q = P_x \cdot \sin 15^0;$$

$$N = 19837 \cdot 0{,}96592 = 19161 \text{ Н};$$

$$Q = 19837 \cdot 0{,}25882 = 5134 \text{ Н}.$$

Згинаючі моменти в перерізі Б–Б:

$$M_u = N \cdot 0{,}011;$$

$$M_v = Q \cdot 0{,}011 + P_y \cdot 0{,}08;$$

$$M_u = 19161 \cdot 0{,}011 = 21 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_v = 5134 \cdot 0{,}011 + 8830 \cdot 0{,}08 = 763 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутний момент:

$$M_\text{кр} = N \cdot 0{,}08;$$

$$M_\text{кр} = 19161 \cdot 0{,}08 = 1533 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Крутний момент передається на переріз, як дві сили, що зрізують зварні шви:

$$P_{зр} = M_{кр} / a;$$

$$P_{зр} = 1533 \cdot 10^3 / 35 = 43797 \text{Н}.$$

Напруження зрізу у більш короткому шві:

$$\tau_{зр1} = P_{зр} / (l_1 \cdot b_1);$$

$$\tau_{зр1} = 43797 / (38 \cdot 12) = 96 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2.$$

Напруження зрізу у більш довгому шві:

$$\tau_{зр2} = P_{зр} / (l_2 \cdot b_2);$$

$$\tau_{зр2} = 43797 / (48 \cdot 12) = 76 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2.$$

Напруження у зварних швах від зрізуючих та нормальних сил:

$$\tau_1 = N / F;$$

$$\tau_2 = Q / F;$$

$$\tau_N = P_y / F;$$

$$\tau_3^{\Sigma} = ((\tau_{зр1} + \tau_2)^2 + \tau_1^2 + \tau_{\Sigma 3}^2)^{0,5};$$

$$\tau_2^{\Sigma} = ((\tau_{зр2} + \tau_2)^2 + \tau_1^2 + \tau_{\Sigma 2}^2)^{0,5};$$

$$\tau_1 = 19161 / 1032 = 19 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_2 = 5134 / 1032 = 5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_N = 8830 / 1032 = 9 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_3^{\Sigma} = ((96+5)^2 + 19^2 + 108^2)^{0,5} = 149 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_2^{\Sigma} = ((76+5)^2 + 19^2 + 118^2)^{0,5} = 139 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруження в характерних точках перерізу заносимо у таблицю 9.2.

Таблиця 3.5 - Напруження в характерних точках перерізу

Номер точки	U, мм	V, мм	$W \cdot 10^{-3}$, $мм^3$	τ_u, $Н/мм^2$	τ_v, $Н/мм^2$	τ_n, $Н/мм^2$	τ_Σ, $Н/мм^2$

1	22	20	16,8	13	-105	-9	101
2	19	28	12,0	-18	-91	-9	118
3	27	16	21,0	-10	-10	-9	108
4	14	30	11,2	19	67	-9	77
5	5	21	16,0	-13	24	-9	2
6	7	24	14,0	15	-33	-9	27

Зварні шви виконати проволокою Св08Г2С $[\tau] = 230$ Н/мм^2.

Перевіримо міцність болтового з'єднання на зірочці.

Крутний момент $M_{кр} = 10960 \text{Н} \cdot \text{м}$ від провідного валу сприймається вісьма призонними болтами, які розташовані на зірочці по колу з радіусом 165 мм.

Зусилля зрізу на одному болту дорівнює:

$$Q = \frac{P_ф \cdot 0{,}505}{n_б \cdot 0{,}165};$$

де $n_б$ – кількість болтів, $n_б = 8$.

$$Q = \frac{21710 \cdot 0{,}505}{8 \cdot 0{,}165} = 8306 \text{ Н}.$$

Геометричні характеристики перерізу призонного болта:

$$d = 21 \text{ мм}; \quad f = 346{,}4 \text{ мм}^2.$$

Напруження зрізу в одному болті:

$$r = Q / f;$$

$$r = 8306 / 346{,}4 = 24 \text{ Н/мм}^2.$$

Перевіримо міцність зварного шва ступиці фрези.

Ступиця фрези з'єднається із фланцем двома кільцевими зварними швами.

Визначимо напруження в одному шві, рахуючи в запас, що один із швів не працює.

Геометричні характеристики зварного шва:

$$F = 543 \cdot 10^2 \text{ мм}^2; \quad W = 384 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \quad W_{кр} = 769 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

В перерізі зварного шва діють згинаючі та крутні моменти:

$$M = P_{\text{ф}} \cdot 0{,}26;$$

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{ф}} \cdot 0{,}505;$$

$$M = 21710 \cdot 0{,}26 = 5645\ \text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{кр}} = 21710 \cdot 0{,}505 = 10960\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження в перерізі від згину та кручення дорівнює:

$$\tau_{\text{зг}} = M / W;$$

$$\tau_{\text{кр}} = M_{\text{к}} / W_{\text{кр}};$$

$$\tau_{\text{зг}} = 5645 \cdot 10^3 / 384 \cdot 10^3 = 15\ \text{Н/мм}^2;$$

$$\tau_{\text{кр}} = 10960 \cdot 10^3 / 769 \cdot 10^3 = 15\ \text{Н/мм}^2.$$

Сумарне напруження у зварному шві дорівнює:

$$\tau = (\tau_{\text{зг}}^2 + \tau_{\text{кр}}^2)^{0,5};$$

$$\tau = (15^2 + 15^2)^{0,5} = 21\ \text{Н/мм}^2.$$

Зварні шви виконані проволокою Св08Г2С $[\tau] = 230\ \text{Н/мм}^2$.

Відкосоутворювачі

Визначення розрахункового навантаження на ланцюг відкосоутворювача.

У процесі роботи машини прав й та лівий відкосоутворювачі працюють по черзі (то лівий, то правий).

Зусилля в ланцюгу відкосоутворювача теж саме, як і конструкція та довжина робочої частини, встановленого при тензометричних випробуваннях.

Максимальне зусилля дорівнює: $P = 5500\ \text{Н}$.

Враховуючи, що в процесі роботи під ланцюги відкосоутворювача можуть потрапити камінці та інші предмети, приймаємо розрахункове зусилля в ланцюгу рівним: $P = 20000\ \text{Н}$.

Тоді зусилля в штанзі буде дорівнювати:

$$P_{\text{шт}} = P \cdot l / l_1,$$

де l та l_1 – плечі (рис. 6); P – розрахункове зусилля в ланцюгу, $P = 20000\ \text{Н}$.

$$P_{\text{шт}} = 20000 \cdot 0{,}475 / 0{,}25 = 38000\text{Н}.$$

Перевіримо міцність відкосоутворювача.

Кожен відкосоутворювач складається з ряду ланок та штирів, з’єднаних між собою. Попередній аналіз показав, що розрахунковими є штирі та скоби ланцюга.

Матеріал скоби – сталь 20, $\sigma_{\text{т}} = 245\ \text{Н/мм}^2$.

Матеріал штирів – сталь 35, $\sigma_{\text{т}} = 314\ \text{Н/мм}^2$.

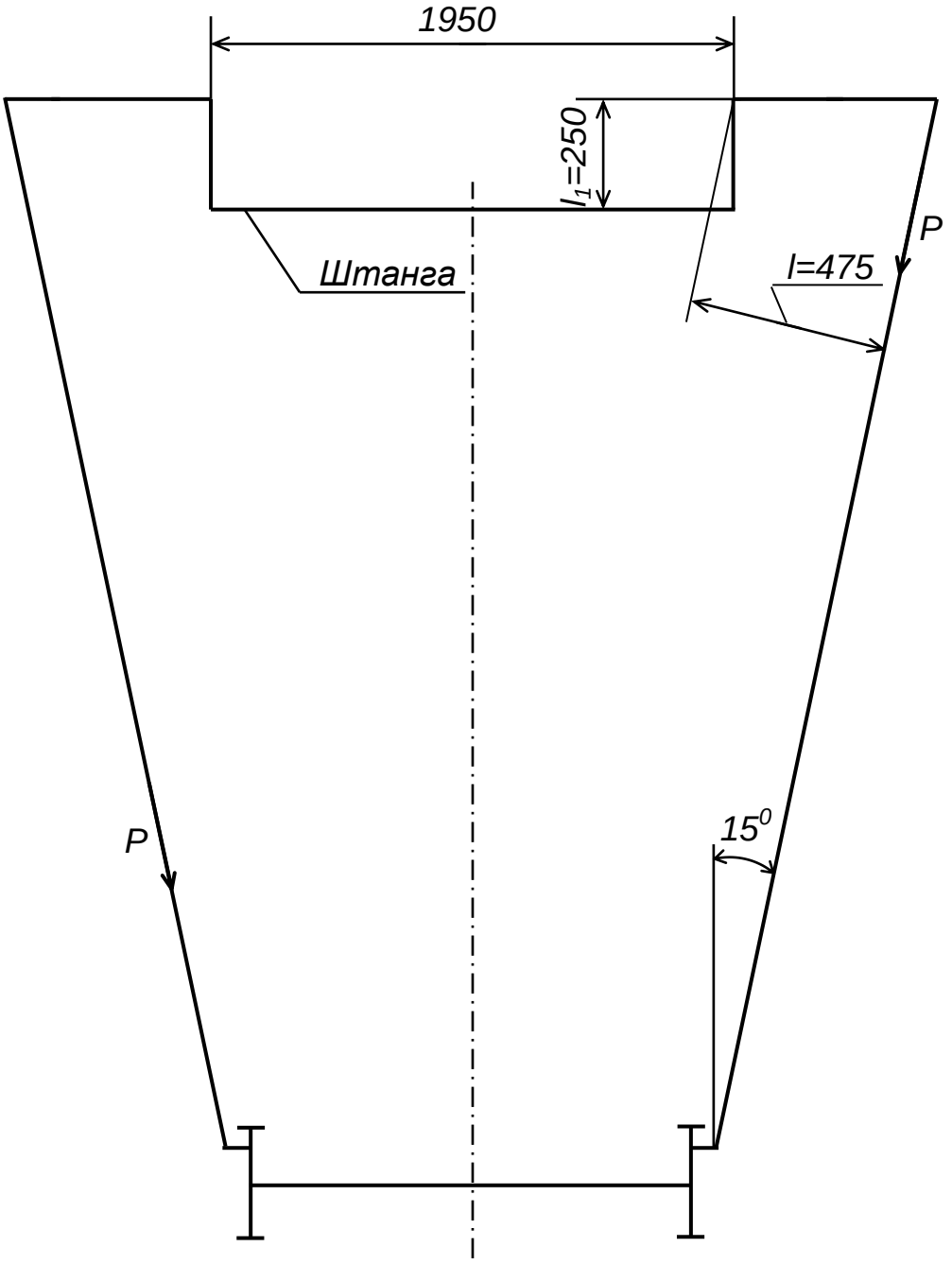


Рис 3.5 - Зусилля в штанзі відкосоутворювача

Напруження розриву скоби дорівнює:

$$\sigma_{\text{р}} = P / F_{\text{ск}},$$

де $F_{\text{ск}}$ – площа перерізу скоби, $F_{\text{ск}} = 628\text{мм}^2$.

$$\sigma_{\text{р}} = 20000/628 = 32\,\text{Н/мм}^2.$$

Напруження розриву штиря дорівнює:

$$\sigma_{\text{р}} = P / F_{\text{ш}},$$

де $F_{\text{ш}}$ – площа перерізу шестигранника, $F_{\text{ш}} = 779{,}4\text{мм}^2$.

$$\sigma_{\text{р}} = 20000/779{,}4 = 26\,\text{Н/мм}^2.$$

Перевіримо міцність штанги з урахуванням повздовжнього згину. Матеріал штанги – $\sigma_{\text{м}} = 245\,\text{Н/мм}^2$.

Геометричні характеристики труби штанги:

$D_{\text{н}} = 95\,\text{мм}$; $d_{\text{вн}} = 79\,\text{мм}$; $F = 2185\text{мм}^2$; момент інерції перерізу – $I = 2085183\,\text{мм}^4$.

Радіус інерції:

$$r = \sqrt{\frac{I}{F}};$$

$$r = \sqrt{\frac{2085183}{2185}} = 30{,}85\,\text{мм}.$$

Гнучкість штанги:

$$\lambda = l_2 / r,$$

де l_2 – довжина штанги, $l_2 = 1950\text{мм}$.

$$\lambda = 1950 / 30{,}85 = 63.$$

Коефіцієнт поздовжнього згину дорівнює $\varphi = 0{,}8$. Напруження в штанзі з урахуванням поздовжнього згину:

$$\sigma = P_{\text{шг}} /(\varphi \cdot F);$$

$$\sigma = 38000 /(0{,}8 \cdot 2185) = 22\,\text{Н/мм}^2.$$

Напруження стиснення:

$$\sigma_{\text{с}} = P_{\text{шт}} / F_1,$$

де F_1 – площа в місці стиснення, $F_1 = 1589{,}6\ \text{мм}^2$.

$$\sigma_{\text{с}} = 38000 / 1589{,}6 = 24\ \text{Н/мм}^2.$$

3.6.2. Вал приводний

Матеріал валу – сталь 40Х, HRC 30…34, $\sigma_{\text{т}} = 750\ \text{Н/мм}^2$.

Розглянемо максимальний режим навантаження привідного валу, що відповідає спрацюванню запобіжного пристрою при зустрічі з перепоною.

На одній секції робочого органу реалізується сила, яка дорівнює:

$$P_{\tau} = 60000\ \text{Н}.$$

Розглянемо випадок, коли сила P_{τ} прикладена до середньої зірочки ланцюга.

Крутний момент на привідному валу:

$$M_{\text{кр}} = P_{\tau} \cdot 0{,}5 R_{\text{зр}},$$

де $R_{\text{зр}}$ – радіус зірочки, $R_{\text{зр}} = 0{,}3655\text{м}$.

$$M_{\text{кр}} = 60000 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}3655 = 10965\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Попереднє натягування ланцюга без урахування дії відцентрових сил:

$$S_0 = \xi \cdot q_{\text{н}} \cdot a,$$

де ξ – коефіцієнт при нахилі холостої гілки до горизонту 40^0–60^0, $\xi = 4$; $q_{\text{н}}$ – питома вага ланцюга; a – відстань між вісями нижніх та верхніх зірочок, $a = 4{,}6\,\text{м}$.

Питома вага ланцюга:

$$q_{\text{н}} = Q / l_{\text{л}},$$

де Q – вага ланцюга, $Q = 8830$ Н; $l_л$ – довжина ланцюга, $l_л = 10{,}5$ м.

$$q_н = 8830/10{,}5 = 840 \text{ Н/м}.$$

$$S_0 = 4 \cdot 840 \cdot 4{,}6 = 15470 \text{ Н}.$$

Розглянемо привідний вал як статично невизначену двохпролітну балку з навантаженням першого прольоту (рис. 9.3), прикладеної до середньої зірочки:

$$P = P_\tau + S_0 / 3;$$

$$P = 60000 + 15470/3 = 65157 \text{Н}.$$

Визначимо момент на опорі 1:

$$M_1 = \frac{l_1}{2 \cdot K_1(\Delta_1 - \Delta_3)},$$

де K_1 - довжина валу, $K_1 = 1{,}665$ м; l_1 - відстань між опорами, $l_1 = 0{,}8325$ м; $\Delta_1 - \Delta_3$ - вантажні коефіцієнти.

Вираховуємо вантажні коефіцієнти $\Delta_1 - \Delta_3$:

$$\Delta_1 = a \cdot P \cdot l_1;$$

$$\Delta_3 = a^3 \cdot P \cdot l_1,$$

де a – відстань від опори O до місця прикладення сили P, $a = 0{,}60811$ м.

$$\Delta_1 = 0{,}60811 \cdot 65157 \cdot 0{,}8325 = 32986 \text{Н};$$

$$\Delta_3 = 0{,}60811^3 \cdot 65157 \cdot 0{,}8325 = 12198 \text{ Н}.$$

Момент на опорі 1 дорівнює:

$$M_1 = \frac{-0{,}8325}{2 \cdot 1{,}665 \cdot (32986 - 12198)}, = -5197 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо реакції в опорах нерозрізної трьохпрольотної балки:

$$R_0 = M_1 / l_1 + P \cdot b / l_1;$$

$$R_0 = -5197 / 0{,}8325 + 65157 \cdot 0{,}32625 / 0{,}8325 = 19292 \text{ Н};$$

$$R'_1 = -M_1 / l_1 + P \cdot a / l_1;$$

$$R'_1 = 5197/0{,}8325 + 65157 \cdot 0{,}50625/0{,}8325 = 31778 \text{Н};$$

$$R''_1 = -M_1 / l_1;$$

$$R''_1 = 5197/0{,}8325 = 6243\text{Н};$$

$$R_1 = R'_1 + R''_1;$$

$$R_1 = 31778 + 6243 = 38020\text{Н};$$

$$R_2 = M_1 / l_1;$$

$$R_2 = -5197/0{,}8325 = -6243\text{Н}.$$

Побудуємо епюри згинаючих моментів:

$$M_{\max} = R_0 \cdot a;$$

$$M_{\max} = 19292 \cdot 0{,}50625 = 9767\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

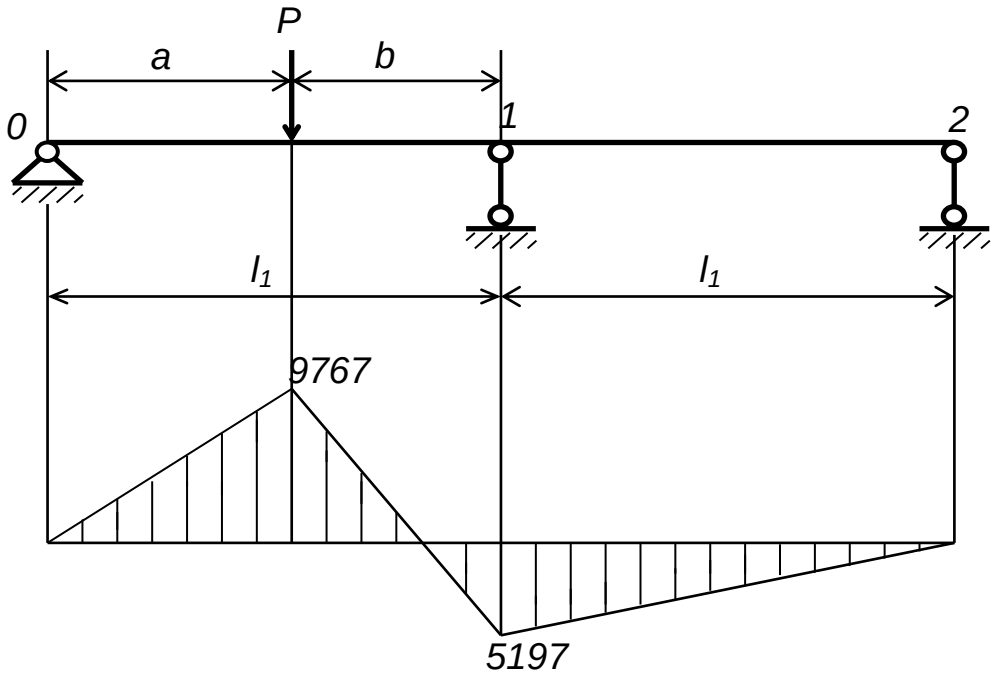


Рис. 3.6 - Розрахункова схема привідного вала

Аналіз конструкції валу та епюр моментів показав, що найбільш небезпечним є переріз в місті з’єднання валу із середньою зірочкою (переріз А–А) та переріз в місті посадки проміжного підшипника (переріз Б–Б).

Геометричні характеристики перерізу валу А–А по евольвентному шліцевому з’єднанню:

Діаметр валу – $D = 144{,}5$ мм; момент інерції перерізу – $I = 2668 \cdot 10^4$ мм^4; моменти опору – $W = 296 \cdot 10^3$ мм^3; $W_{кр} = 592 \cdot 10^3$ мм^3.

Напруження згинання в перерізі втулки:

$$\sigma = M_{max} / W_{кр};$$

$$\sigma = 9767 \cdot 10^3 / 296 \cdot 10^3 = 33 \text{ Н/мм}^2.$$

Напруження кручення:

$$\tau = M_{кр} / W_{кр};$$

$$\tau = 10965 \cdot 10^3 / 592 \cdot 10^3 = 19 \text{ Н/мм}^2.$$

Приведене напруження в перерізі А–А дорівнює:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)};$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(33^2 + 4 \cdot 19^2)} = 50 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначимо напруження в перерізі по місцю проміжного підшипника.

Геометричні характеристики перерізу:

$D = 160$ мм; $W = 420 \cdot 10^3$ мм^3; згинаючий момент в перерізі опори – $M = 5197$ Н $\cdot$ мм.

Напруження в перерізі дорівнює:

$$a = M_1 / W;$$

$$a = 5197 \cdot 10^3 / 402 \cdot 10^3 = 13 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначимо максимальний прогін вала, приклавши силу P по вісі середньої зірочки.

$$F_{max} = \frac{P \cdot b \cdot x^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot l_1},$$

де b – відстань від сили P до опори 1 (рис. 7), $b = 326{,}25$ мм.

$$x = \sqrt{l_1^2 - b^2 / 3};$$

$$x = \sqrt{832{,}5^2 - 326{,}25^2 / 3;} = 442{,}2 \text{ мм}.$$

$$F_{\max} = \frac{65157 \cdot 326{,}25 \cdot 442{,}2^3}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 2668 \cdot 10^4 \cdot 832{,}5}, = 0{,}13 \text{ мм}.$$

Кут повороту перерізу під силою:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot b \cdot (b-a)}{3 \cdot E \cdot I \cdot l_1};$$

$$\theta = \frac{65157 \cdot 506{,}25 \cdot 326{,}25 \cdot (326{,}25 - 506{,}25)}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 2668 \cdot 10^4 \cdot 832{,}5} = 0{,}00014 \text{ рад}.$$

Кут закручування валу $D = 144{,}5$ мм.

$$\varphi = \frac{M_{\text{кр}} \cdot l_1}{\sigma \cdot I_p},$$

де I_p – полярний момент опору перерізу вала, $I_p = 4278 \cdot 10^4$ мм.

$$\varphi = \frac{1096010 \cdot 832{,}5}{8 \cdot 10^4 \cdot 4278 \cdot 10^4} = 0{,}00267 \text{рад}.$$

В запас міцності розглянемо привідний вал як балку на двох опорах із прольотом 832,5 мм. Сила прикладена до середньої зірочки.

$$M = P \cdot a \cdot b / l_1;$$

$$M = 65157 \cdot 0{,}50625 \cdot 0{,}32625 / 0{,}8325 = 12927 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження згину та кручення в перерізі вала:

$$a = M / W;$$

$$a = 12927 \cdot 10^3 / 296 \cdot 10^3 = 44 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)};$$

$$\tau = 19 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{(44^2 + 4 \cdot 19^2)} = 51 \text{ Н/мм}^2.$$

3.6.3. Трансмісія приводу робочого обладнання

Розрахункові навантаження для оцінки міцності та довговічності приводу робочого обладнання.

Номінальні режими роботи.

Вільна потужність двигуна базового шасі дорівнює $N_e = 345\,\text{кВт}$. Для розрахунку трансмісії сумарна потужність, яка використовується на привід ланцюгового робочого органу та метача приймається рівною $N_{\text{ро}} = 345\,\text{кВт}$.

При розрахунку довговічності та витривалості елементів трансмісії в розрахунку прийнято, слідуючи розподіли витрат потужності, яка відбирається ланцюговим робочим органом: При розробці грунтів 1 та 2 категорії витрати потужності складають 40% від максимального, при розробці грунтів 3 категорії – 50%, при розробці 4 категорії – 70%.

Для всіх категорій грунту припускається, що на метач витрачається залишкова потужність.

Термін служби машини до капітального ремонту дорівнює 5000 год. В розрахунку прийнято наступний розподіл цього часу по категоріям грунту: розробка грунтів 4 категорії – 20% чи 1000 год, розробка грунтів 3 категорії – 40% чи 2000 год, розробка грунтів 1 та 2 категорії – 40% чи 2000 год.

Номінальна частота обертанню валу роздаточної коробки дорівнює: $n = 1800$ хв$^{-1}$.

Номінальні крутні моменти на вхідному валу роздаточної коробки:

$$M_{\text{кр}} = 9550 \cdot N_{\text{ро}} / n.$$

Номінальні крутні моменти на вхідному валу конічного редуктора вираховуються по формулі:

$$M_{\text{кр1}} = 0{,}5 \cdot M_{\text{кр}} \cdot U_{\text{кр}}^{\text{ро}} \cdot \eta_{\text{кр}}^{\text{ро}},$$

де $U_{\text{кр}}^{\text{ро}}, \eta_{\text{кр}}^{\text{ро}}$ – передаточне число та ККД гілки приводу робочого органу роздаточної коробки; $U_{\text{кр}}^{\text{ро}} = 2{,}333,\ \eta_{\text{кр}}^{\text{ро}} = 0{,}96.$

Номінальні крутні моменти на вхідному валу бічного редуктора:

$$M_{\text{бр}} = M_{\text{кр}} \cdot U_{\text{кр}}^{\text{б}} \cdot \eta_{\text{кр}}^{\text{б}},$$

де $U_{кр}^{б}, \eta_{кр}^{б}$ – передаточне число та ККД конічного редуктора; $U_{кр}^{б} = 1$, $\eta_{кр}^{б} = 0{,}97$.

1-й режим навантаження відповідає роботі в грунтах 4 категорії, 2-й режим – робота в грунтах 3-ї категорії, 3-й режим – робота в грунтах 1–2 категорій.

4-й режим навантаження відповідає зрізу штифта запобіжного пристрою, який встановлений в роздаточній коробці на валу приводу ланцюгового робочого органу.

Результати розрахунків номінальних навантажень на привод заносимо до таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 - Розрахунки номінальних навантажень на привод

Номер режиму наванта-ження	Категорія грунту	$N_{ро}$, кВт	$M_{кр}$, Н·м	$M_{кр1}$, Н·м	$M_{бр}$, Н·м
1	4	241,5	1281	1435	1392
2	3	172,5	915	1025	995
3	1 та 2	138	732	820	796

Граничний режим навантаження.

В роздаточній коробці на гілці привода робочого органу встановлено запобіжний пристрій із зрізним штифтом. Діаметр штифта $d = 8{,}5$ мм.

Номінальне зусилля зрізу штифта складає: $P_{зр} = 25767$Н.

Момент зрізу штифта дорівнює:

$$M_{зр} = P_{зр} \cdot r,$$

де r – радіус розташування штифта, $r = 0{,}12$ м.

$$M_{зр} = 25767 \cdot 0{,}12 = 3092 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

4. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ЕКСКАВАТОРУ

4.1. Транспортування і монтаж

Транспортування гірничого обладнання здійснюється на різних етапах його життєвого циклу. Машини доставляють із підприємства-виробника до місця експлуатації, відправляють на спеціалізовані ремонтні заводи та повертають після відновлення, переміщують на склади тривалого зберігання, а також транспортують у межах самого підприємства — між кар'єрними ділянками, монтажними майданчиками чи виробничими цехами.

Спосіб перевезення визначається сукупністю чинників: терміновістю доставки, дальністю маршруту, масогабаритними характеристиками машини, наявністю транспортної інфраструктури та технічних засобів, а також економічною доцільністю. Важливим аспектом є мінімізація кількості навантажувально-розвантажувальних операцій, оскільки кожна з них збільшує витрати часу та ризик пошкодження обладнання.

Залежно від маси та габаритів техніки перевезення може здійснюватися власним ходом або з використанням автомобільного, залізничного, водного чи авіаційного транспорту. У практиці гірничих підприємств широко застосовуються комбіновані схеми перевезення. Машини транспортують як у повністю зібраному стані, так і в розібраному вигляді — окремими вузлами або укрупненими блоками.

Якщо габаритні розміри чи маса обладнання перевищують допустимі норми для автомобільних платформ, залізничних вагонів або інженерних споруд (мостів, шляхопроводів, переїздів), машину попередньо розбирають. Ступінь демонтажу визначається технічними можливостями наявного транспорту та умовами маршруту. Зазвичай обладнання поділяють на максимально можливі укрупнені блоки, що спрощує подальший монтаж.

Під час перевезення великі металоконструкції та масивні вузли транспортують без спеціальної тари. Натомість елементи гідравлічних і пневматичних систем, електрообладнання, дрібні деталі, запасні частини, інструмент і приладдя пакують у дерев'яні ящики відповідно до пакувальних

відомостей. Технічну документацію розміщують в окремій тарі з відповідним маркуванням. Кабіни машин, кожухи двигунів та інші закриті об’єми перед відправленням опломбовують для запобігання несанкціонованому доступу.

Доставка техніки може виконуватися як самостійним пересуванням машини, так і будь-яким видом транспорту відповідно до вимог експлуатаційної документації виробника.

Монтаж гірничих машин здійснюється безпосередньо на місці їх експлуатації перед введенням у роботу. Він включає комплекс операцій зі складання вузлів, установлення обладнання на фундамент або в проектне положення, під’єднання до енергетичних мереж, проведення випробувань, регулювання та здавання в експлуатацію. Тривалість і вартість монтажних робіт значною мірою залежать від обраної технології складання, типу підйомно-транспортних механізмів і рівня організаційного забезпечення.

На гірничих підприємствах застосовують різні методи монтажу, що зумовлено складністю сучасних виробничих комплексів — шахт, кар’єрів, збагачувальних фабрик. Організація монтажу повинна гарантувати високу якість робіт у максимально стислі строки.

Найпоширенішими є два підходи: поетапне (поступове) складання та великоблочний метод. Якщо машина доставлена у вигляді укрупнених блоків, її монтують шляхом їх з’єднання в єдину конструкцію. У разі постачання окремими деталями невеликої маси можливе поетапне нарощування — послідовне встановлення вузлів на змонтовану базову частину. Альтернативою є попереднє формування укрупнених блоків із дрібних елементів із подальшим складанням машини з цих блоків.

За наявності достатніх вантажопідіймальних засобів великоблочний спосіб є найбільш раціональним, оскільки дозволяє скоротити терміни монтажу, зменшити кількість стикувальних операцій і підвищити загальну надійність зібраної конструкції.

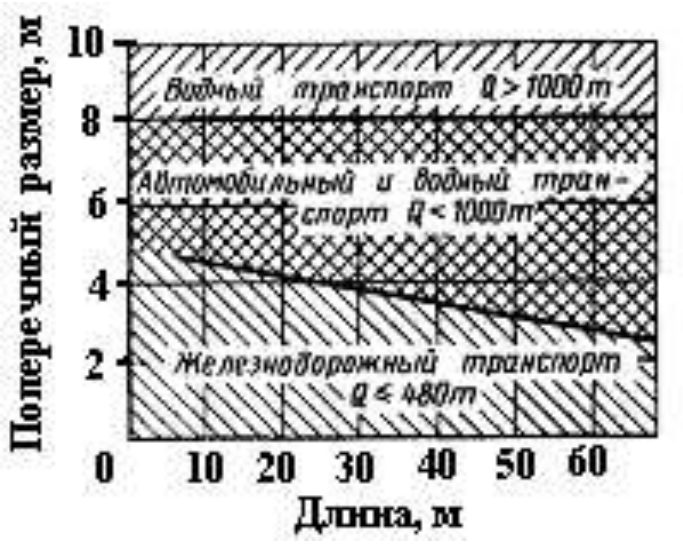


Рис. 4.1. Граничні маси і розміри устаткування при перевезенні різними видами транспорту

Зміст монтажних робіт представлений на рис. 4.2.



Рис. 4.2 - Зміст монтажних робіт

Монтаж гірничих машин у більшості випадків виконує підприємство, яке в подальшому здійснюватиме експлуатацію обладнання, і лише зрідка ці роботи

передаються спеціалізованим монтажним організаціям. Технічне керівництво процесом монтажу, регулювання механізмів та налагодження електрообладнання виконує шеф-налагоджувач, який запрошується від заводу-виробника.

Монтажний майданчик доцільно організовувати у безпосередній близькості до зони експлуатації машини або поряд із ремонтними майстернями, де за потреби можливе виготовлення спеціальних монтажних пристроїв.

Поверхня монтажного майданчика повинна бути вирівняною та сухою. Тип покриття обирається з урахуванням маси обладнання, що монтується, а також характеристик ґрунту. Залежно від цих факторів застосовують гравійне, гравійно-бетонне покриття або гравійне покриття з укладанням бетонних плит.

4.2. Використання за призначенням

Допустимий температурний інтервал навколишнього середовища знаходиться в межах від –40 до +40 °С. Середньомісячна відносна вологість повітря у найбільш теплий та вологий період року тривалістю два місяці не повинна перевищувати 80 % за температури +20 °С. Максимально допустима відносна вологість становить не більше 95 ± 3 % при температурі +25 °С.

Експлуатація обладнання допускається лише у середовищі, що не належить до вибухонебезпечних.

Знос являє собою процес поступової зміни геометричних розмірів деталей, який виникає внаслідок тертя. Його проявом є відокремлення частинок матеріалу або виникнення залишкових деформацій. Доцільно також розглянути поняття «пошкодження», під яким розуміють процес зміни геометричного стану поверхонь тертя, структури та властивостей поверхневих шарів матеріалу. Знос і пошкодження належать до процесів руйнування контактних поверхонь. В основу класифікації видів зношування і пошкодження деталей машин покладено уявлення про основні та супутні процеси руйнування. Суть цього принципу полягає в тому, що для кожної деталі або спряження, яке працює, існує провідний вид зносу чи пошкоджуваності, який визначає довговічність і надійність під час експлуатації. Поряд із ним виникають супутні процеси руйнування поверхонь

спряження, що мають незначний вплив на роботу механізму. Усі види руйнування робочих поверхонь поділяються на нормальні, тобто теоретично неминучі та практично допустимі, і патологічні, які є неприпустимими при роботі машин. Основною ознакою класифікації за причинами і механізмами руйнування поверхонь тертя є характер процесів, що відбуваються у зоні контакту деталей — механічних, фізичних або хімічних.

До допустимих пошкоджень належать механо-хімічний нормальний окислювальний знос, механо-хімічний нормальний знос плівок некисневого походження, а також механо-хімічна форма абразивного зношування. До неприпустимих руйнувань відносять схоплювання I і II роду, фретинг-процес (динамічне окислення), різання, дряпання як механічну форму абразивного зносу, втому при коченні, корозію, зминання та інші процеси. Допустимий знос супроводжується активізацією поверхневих шарів металу, їх взаємодією з агресивними компонентами навколишнього середовища та утворенням на поверхні металу рівномірно розподілених вторинних структур, які періодично руйнуються і виникають повторно. Найпоширенішою формою допустимого зносу є окислювальний, при якому в поверхневих шарах переважають сполуки, що містять сірку, фосфор, вуглець та інші елементи. Сукупність явищ, пов’язаних із деформацією поверхневих шарів металу, їх взаємодією з хімічно активними компонентами робочого середовища та руйнуванням утворених структур, називають механохімічним зносом. До нормальних процесів також належать окремі форми абразивного зношування, які відбуваються без утворення стружки та без пошкоджень у вигляді дряпання.

Неприпустиме руйнування виникає при порушенні нормальних умов зовнішнього тертя. Якщо допустимий знос відбувається поступово і рівномірно, то неприпустимий має стрибкоподібний характер після досягнення певних критичних умов. Тому важливим завданням є розроблення та впровадження заходів, що запобігають виникненню таких умов.

Абразивний знос займає проміжне положення між нормальними та патологічними формами руйнування. У процесі експлуатації машин необхідно

максимально обмежувати механічні процеси руйнування. Розглянемо принципи виникнення основних видів зношування і пошкодження поверхонь тертя.

При окислювальному зносі, який є сталим стаціонарним процесом динамічної рівноваги між руйнуванням і відновленням оксидних плівок, швидкість окислення перевищує швидкість інших процесів, що відбуваються на поверхнях тертя. Швидкість руйнування плівок є меншою за швидкість їх утворення, а міцність сформованих плівок забезпечує стабільне протікання процесу окислювального зносу. Таким чином, цей вид зношування є нормальним явищем під час експлуатації вузлів тертя.

Абразивний знос і пошкоджуваність являють собою процеси руйнування, обумовлені наявністю абразивного середовища у зоні тертя. До абразивного зношування особливо схильні деталі кар’єрних екскаваторів через проникнення у зону тертя твердих частинок разом із повітрям або мастильними матеріалами. Потрапляючи у зону контакту, тверді частинки ковзають по поверхні, пластично деформують метал, руйнують поверхневий шар або зрізають мікростружку. Деформовані поверхневі шари легко окислюються з подальшим руйнуванням утворених плівок, що є різновидом механо-хімічного зносу.

4.3. Технічне обслуговування

Технічне обслуговування і поточний ремонт машини в основному є технічним обслуговуванням і ремонтом навантажувача відповідно до вказівок, приведених в "Інструкції по обслуговуванню фронтального навантажувача" [2, 8]
.

Технічне обслуговування і ремонт додатково встановлених складальних одиниць полягає в перевірці і підтяжці при кожному Технічному обслуговуванні(періодичність проведення Технічних обслуговувань в відповідності з ІЕ навантажувача) їх елементів кріплення, а також в перевірці герметичності і підтяжці кріпильних і з'єднувальних елементів гідросистеми, обслуговуючих механізми на- весного устаткування [2, 8].

Крім того, при кожному ТО (крім Е0) необхідно поповнювати шарнірні з'єднання маніпулятора консистентним мастилом відповідно.

У разі потреби проведення на машині зварювальних робіт перед їх виконанням від'єднаєте позитивний (+), а потім негативний (-) дроти від затисків аккумуляторных батарей, а також від'єднаєте (роз'єднаєте) усе електричні роз'єми, наявні на машині [2, 8].

Не рекомендується проводити зварювальні роботи на двигуні і на вузлах, встановлених (закріплених) на двигуні.

"Масовий" електричний дріт зварювального ланцюга підключайте на відстані не більше 0,5 м від місця зварювання. Не підключайте "масового" дроту до пластини електронного, що охолоджувального модуля "ECM" або до самого модуля "ECM" [2, 8].

Планування ремонтів устаткування. Система планово-запобіжного ремонту спрямована на підтримання обладнання у працездатному та безпечному стані протягом усього періоду експлуатації, а також на зменшення витрат, пов’язаних із його обслуговуванням і відновленням [2, 8].

Вона включає комплекс профілактичних заходів, що періодично повторюються, зокрема огляди, технічний догляд і контроль стану обладнання з одночасним усуненням виявлених несправностей. Крім того, передбачаються ремонти, які частково або повністю відновлюють працездатність машин [2, 8].

Основні завдання системи планово-запобіжного ремонту полягають у такому [2, 8]:

– збільшення строку служби деталей, вузлів і машин загалом за рахунок своєчасного проведення оглядів і ремонтів;
– забезпечення підприємства необхідними запасними частинами, матеріалами та ремонтними засобами;
– впровадження ефективних методів ремонту з поступовим зниженням їх вартості;
– організація контролю за правильною експлуатацією та якістю виконання ремонтних робіт.

Для впровадження цієї системи необхідно реалізувати низку організаційних і технічних заходів, зокрема: ведення обліку та паспортизації машин із фіксацією даних про ремонти й аварії; контроль напрацювання обладнання та витрат матеріалів; формування запасів вузлів і деталей із належною організацією їх зберігання та поповнення; підвищення кваліфікації обслуговуючого і ремонтного персоналу; а також забезпечення контролю за дотриманням графіків технічного обслуговування та ремонту [2, 8].

До складу планово-запобіжної системи входять такі види ремонтів: ремонтні огляди (РО), поточні ремонти (Т1, Т2, Т3) та капітальний ремонт (К). Вони відрізняються між собою обсягом, складністю та призначенням виконуваних робіт.

Період експлуатації обладнання між двома капітальними ремонтами (або від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту) визначається як міжремонтний цикл (РЦ). Інтервал роботи між будь-якими двома плановими ремонтами називається міжремонтним періодом (МП). Ці показники вимірюються в годинах напрацювання обладнання. Послідовність і структура проведення ремонтів формують структуру ремонтного циклу [2, 8].

Ремонтні огляди (РО). Ремонтні огляди виконуються відповідно до спеціальних інструкцій силами ремонтних бригад, як правило, у вихідні або спеціально виділені ремонтні дні. У разі безперервної роботи дільниці для їх проведення передбачають окремий час [2, 8].

Огляд здійснюється під керівництвом механіка і може супроводжуватися частковим розбиранням вузлів (наприклад, редукторів) та усуненням несправностей. Після завершення перевірки обладнання випробовується в роботі та налаштовується. Витрати на проведення оглядів відносяться до експлуатаційних [2, 8].

Під час огляду необхідно контролювати роботу механізмів із фрикційними муфтами. Через зношування фрикційних накладок такі муфти потребують регулярного регулювання з подальшою перевіркою їх роботи. Хід органів керування не повинен перевищувати 200 мм. Гальмівні елементи повинні щільно

контактувати зі шківами, при цьому допустимі локальні зазори не перевищують 6 мм, а ділянки неповного прилягання — не більше 100 мм [2, 8].

Особливу увагу слід приділяти стану заклепок фрикційних накладок: їх головки мають бути втоплені, щоб уникнути пошкодження шківа. У разі потрапляння мастила на робочі поверхні їх очищують гасом і виконують кілька короткочасних включень механізму [2, 8].

У системах, де робота муфт і гальм взаємопов'язана, перевіряють узгодженість їх дії: при вимкненій муфті має спрацьовувати гальмо, і навпаки. Регулювання гальм здійснюється відповідними елементами кріплення, забезпечуючи зазор 0,5–1,0 мм у розімкненому стані [2, 8].

Обслуговування механізмів. Для ланцюгових передач необхідно контролювати натяг ланцюгів, оскільки їх провисання може призвести до обриву. Натяг обох гусениць має бути однаковим. У разі значного видовження ланцюга допускається видалення однієї ланки з подальшим регулюванням натягу. Після кожного переміщення ланцюги очищують і змащують [2, 8].

Натяг гусеничних стрічок регулюється таким чином, щоб нижня гілка залишалася прямою, а верхня мала провисання в межах 20–60 мм, однакове для обох гусениць [2, 8].

Важливим є також догляд за канатами: їх необхідно регулярно очищати від забруднень і змащувати. Для очищення використовують металеві щітки та текстильні матеріали [2, 8].

Вали електродвигунів повинні вільно обертатися вручну. Не рідше одного разу на місяць двигуни очищують стисненим повітрям. Температура нагрівання не повинна перевищувати 85 °С [2, 8].

Поточні ремонти.

Поточний ремонт Т1 передбачає заміну швидкозношуваних елементів, зокрема канатів, кріпильних деталей, окремих ланок ланцюгів, а також регулювання гальм і приводів, усунення тріщин і відновлення робочих поверхонь. Тривалість — 1–2 зміни, вартість становить 1,5–2 % від вартості обладнання [2, 8].

Поточний ремонт Т2 включає часткове розбирання вузлів і заміну більш зношених елементів: фрикційних накладок, втулок, катків, траків, деталей системи керування тощо. Також виконується промивання підшипників. Тривалість — близько однієї доби, вартість — 5–7 % [2, 8].

Ремонти Т1 і Т2 виконуються бригадою у складі обслуговуючого персоналу та слюсарів, за потреби із залученням зварювальників чи електрослюсарів.

Поточний ремонт Т3 передбачає глибше втручання з повним розбиранням окремих вузлів або їх заміною. Може включати заміну редукторів, фрикційних елементів, відновлення деталей ходової частини, а також ремонт систем керування [2, 8].

Капітальний ремонт.

Капітальний ремонт передбачає повне розбирання обладнання з відновленням або заміною основних вузлів і механізмів. Окрім операцій, характерних для поточних ремонтів, можуть виконуватися: заміна великих вузлів (наприклад, щогли, валів, муфт), відновлення поверхонь деталей, ремонт барабанів або їх повна заміна [2, 8].

У ходовій частині при капітальному ремонті замінюють основні елементи (катки, зірочки, гусениці), іноді — повністю весь механізм. Також проводиться ремонт редукторів, підшипників, валів і систем керування [2, 8].

Капітальний ремонт здійснюється у спеціалізованих ремонтних майстернях або на профільних підприємствах. Його вартість може досягати 50 % від вартості обладнання.

Суттєве скорочення тривалості ремонту досягається завдяки використанню вузлового методу, за якого зношені вузли замінюються на заздалегідь відремонтовані, на відміну від індивідуального підходу, де ремонт виконується безпосередньо на знятому вузлі [2, 8].

4.4. Демонтаж і зберігання

Демонтаж являє собою сукупність технологічних операцій, що включають від’єднання обладнання від джерел енергії, його розбирання та зняття з

фундаменту або робочого місця. Виконання демонтажних робіт здійснюється із застосуванням тих самих технічних засобів, що й під час монтажу, але у зворотній послідовності.

Загальні вимоги до зберігання. Зберігання машин повинно здійснюватися в умовах, які виключають вплив атмосферних опадів, вологи, пилу та агресивних газоподібних середовищ.

Запасні частини необхідно розміщувати у сухих приміщеннях на стелажах або зберігати у заводській тарі. Вузли та деталі гідравлічного обладнання, а також гумотехнічні вироби слід утримувати в приміщеннях із відносною вологістю не більше 65 % і температурою в межах від +5 до +30 °С.

У разі перевищення гарантійного строку зберігання необхідно виконувати переконсервацію машини та, за потреби, відновлювати захисні покриття.

Зберігання колісознімача, як правило, здійснюється у зібраному стані під навісом або в неопалюваному приміщенні. При цьому окремі елементи, чутливі до впливу навколишнього середовища (наприклад, гумові ущільнення), попередньо демонтуються і зберігаються окремо.

Загалом, зберігання машин — це комплекс організаційних і технологічних заходів, спрямованих на запобігання корозії, деформаціям, руйнуванню матеріалів і втраті комплектності під час простою.

Вимоги до зберігання регламентуються стандартом ГОСТ 7751-85, на основі якого виробник формує конкретні інструкції для певного типу машини. Технологічне обслуговування виконується під час підготовки до зберігання та при введенні в експлуатацію, тоді як технічне обслуговування здійснюється безпосередньо в період зберігання.

Підготовка машини до зберігання. Технологічний процес підготовки включає:

– проведення чергового технічного обслуговування (очищення, миття, заміну мастильних матеріалів);

– демонтаж вузлів і деталей, які потребують спеціальних умов зберігання;

– герметизацію отворів, що утворилися після зняття елементів;

– захист внутрішніх порожнин корпусів і баків від проникнення вологи та пилу;

– відновлення пошкоджених лакофарбових покриттів;

– правильне розміщення машини на місці зберігання;

– нанесення захисних мастил на відкриті поверхні деталей.

Під час тривалого зберігання на відкритих майданчиках або під навісами демонтують лише ті елементи, які найбільш схильні до корозії чи руйнування. До них належать:

– елементи електрообладнання;

– гумові та полімерні вироби (шланги, трубопроводи, ущільнення, тенти, сидіння);

– сталеві троси, інструменти та допоміжні пристрої.

Зняті деталі очищують, продувають стисненим повітрям і покривають захисними мастилами. Шланги гідросистем очищають від залишків масла, висушують, обробляють тальком і герметизують заглушками. Троси очищують, змащують і зберігають у змотаному вигляді. Усі демонтовані елементи маркують і передають на склад.

Захист поверхонь і консервація.

Металеві поверхні з пошкодженим лакофарбовим покриттям очищують від іржі, забруднень і старого шару фарби, після чого знежирюють і фарбують.

Якщо зберігання здійснюється на ґрунтових майданчиках, для запобігання деформації довгомірних елементів рекомендується використовувати спеціальні опори (бетонні або металеві) з підп’ятниками.

Перед консервацією зовнішні поверхні очищають, знежирюють (наприклад, ацетоном) і висушують. Для захисту застосовують спеціальні антикорозійні матеріали (мікровоскові склади, мастила, консерваційні оливи), які наносять розпиленням, пензлем або зануренням у нагріте мастило (80–90 °С). За відсутності спеціальних засобів допускається використання універсальних мастил.

Введення в експлуатацію після зберігання. Після завершення періоду зберігання виконують такі операції:

– зняття машини з опор або підкладок;

– очищення та, за необхідності, розконсервацію вузлів і деталей;

– видалення герметизуючих елементів;

– встановлення раніше демонтованих вузлів, інструментів і приладдя;

– перевірку працездатності та регулювання механізмів;

– очищення і передавання на склад допоміжних матеріалів (підставок, заглушок, чохлів, маркувальних бирок тощо).

Постановка машини на тривале зберігання та її подальше введення в експлуатацію оформлюються відповідним актом приймання-передачі, у якому фіксуються технічний стан і комплектність обладнання.

ВИСНОВКИ

У бакалаврській роботі виконано комплексний аналіз конструкції ланцюгового траншейного екскаватора з баровим робочим обладнанням, призначеного для виконання гірничих і допоміжних робіт у кар'єрах та на відкритих розробках родовищ.

1. У першому розділі здійснено обґрунтування вибору типу траншейного екскаватора. Проведено огляд існуючих конструкцій машин безперервної дії, визначено їх переваги та обмеження в умовах гірничого виробництва. Встановлено, що застосування ланцюгового робочого органа забезпечує стабільну продуктивність, рівномірність навантаження та можливість формування траншей заданого профілю. Проаналізовано фізико-механічні властивості гірських порід і ґрунтів, характерних для кар'єрних умов, що дозволило обґрунтувати вимоги до міцності, потужності приводу та зносостійкості робочого обладнання. Наведено технічну характеристику обраної машини та визначено її основні параметри.
2. У другому розділі детально розглянуто призначення, технологічні можливості та загальну будову екскаватора. Описано склад машини, базове шасі, бульдозерне та робоче обладнання, раму підйому, трансмісію, гідропривід та електроустаткування. Встановлено взаємозв'язок між конструктивними елементами та умовами експлуатації у гірничому середовищі. Показано, що конструктивна схема забезпечує необхідну жорсткість, надійність та адаптивність до змінних гірничо-геологічних умов.
3. У третьому розділі виконано інженерні розрахунки основних вузлів і систем машини. Проведено аналіз приводу робочого органа та метача, виконано розрахунок гідравлічної схеми, визначено параметри гідрообладнання, втрати тиску, коефіцієнт корисної дії та тепловий режим гідроприводу. Розраховано продуктивність екскаватора та складено баланс потужності. Виконано силовий аналіз із визначенням зовнішніх навантажень, що діють

на робоче обладнання, а також розрахунок зусиль на бульдозерному відвалі. Проведено тяговий розрахунок і визначено швидкість робочих рухів.

4. Особливу увагу приділено міцнісним розрахункам фрези, ланцюга робочого органа, приводного вала та елементів трансмісії. Отримані результати підтверджують достатній запас міцності конструктивних елементів при роботі в щільних і абразивних породах, характерних для гірничих умов.
5. У четвертому розділі розглянуто питання транспортування, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, демонтажу та зберігання машини. Визначено організаційно-технічні заходи, спрямовані на підвищення надійності та зниження експлуатаційних витрат. Показано, що правильна організація монтажу та своєчасне технічне обслуговування є визначальними факторами забезпечення довговічності екскаватора.
6. У результаті виконаної роботи:

– обґрунтовано доцільність застосування ланцюгового траншейного екскаватора у гірничих розробках;
– визначено оптимальні конструктивні та енергетичні параметри машини;
– підтверджено працездатність і міцність основних вузлів розрахунковими методами;
– встановлено відповідність технічних характеристик вимогам гірничого виробництва.

7. Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні та вдосконаленні траншейних екскаваторів для відкритих гірничих робіт, а також у практичній діяльності гірничих підприємств при виборі та експлуатації землерийної техніки.