

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації
та комп'ютерно-інтегрованих технологій

Кафедра аграрної та лісової інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на тему

Конструювання бульдозерного устаткування з поворотним відвалом для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів

Виконав: студент групи ІН-61м
спеціальності 133 Галузеве
машинобудування,
освітньо-професійної програми
Промисловий інжиніринг
Михалюк Б. З.

Керівник: Рудько І. М.

Рецензент: Удовицький О. М.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій
Кафедра аграрної та лісової інженерії
Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма Промисловий інжиніринг

ЗАТВЕРДЖУЮ

В. о. завідувача кафедри АЛІ



доцент Бакай Б. Я.

" 02 " жовтня 2025 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Михалюку Богдану Зіновійовичу

1 Тема роботи I.6 Конструювання бульдозерного устаткування з поворотним відвалом для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів

керівник роботи Рудько Ігор Михайлович, канд. техн. наук, доцент
затверджені наказом ректора університету від 29.07.2025 р. № С-462

2 Термін подання студентом роботи 16.12.2025 р.

3 Вхідні дані до роботи: базове підприємство – ПП "КАР-СИБ", експлуатаційні та конструкційні параметри бульдозерного устаткування з поворотним відвалом: тяговий клас базового трактора – 35, маса (з базовою машиною) – до 45 т, довжина відвала – 5,5 м, висота відвала – 1,4 м, глибина різання – не менш як 65 см; кут природного укусу для розроблюваних ґрунтів – 40... 45°; коефіцієнт тертя для розроблюваних ґрунтів – 0,4... 0,8; кут різання – 55°; коефіцієнт зчеплення рушія базової машини з ґрунтом – 0,9; швидкість руху машини під час різання й набирання ґрунту – не менш як 2,8 км/год, під час транспортування ґрунту – не менш як 4 км/год

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1 Особливості виконання бульдозером технологічних операцій та конструкційні особливості базової машини

2 Техніко-технологічні показники експлуатації гусеничного бульдозера з

поворотним відвалом

3 Розрахунки бульдозерного устаткування з поворотним відвалом на міцність та жорсткість

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

1 Бульдозер з поворотним відвалом (1 аркуш)

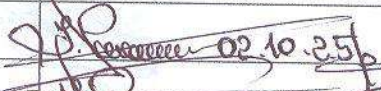

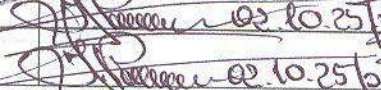
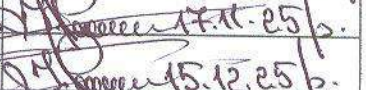
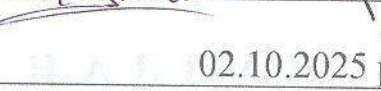

2 Робоче бульдозерне устаткування (1 аркуш)

3 Конструкційні деталі (2 аркуші)

4 Технологічні операції виготовлення конструкційної деталі (1 аркуш)

5 Мультимедійна презентація в середовищі Microsoft Office PowerPoint

6 Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 20.10.25/р.
2	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 17.11.25/р.
3	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 15.12.25/р.

7 Дата видачі завдання 02.10.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

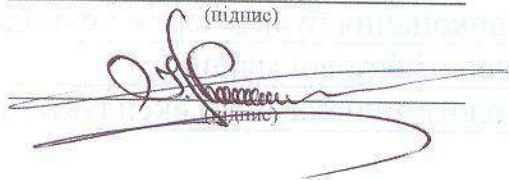
Ч.ч.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Особливості виконання бульдозером технологічних операцій та конструкційні особливості базової машини	02.10.2025 ... 20.10.2025 р.	
2	Техніко-технологічні показники експлуатації гусеничного бульдозера з поворотним відвалом	21.10.2025 ... 17.11.2025 р.	
3	Розрахунки бульдозерного устаткування з поворотним відвалом на міцність та жорсткість	18.11.2025 ... 08.12.2025 р.	
4	Формування висновків та оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025 ... 15.12.2025 р.	

Студент



Михалюк Б. З.

Керівник роботи



Рудько І. М.

РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота магістра: 88 с., 3 ч., 6 табл., 11 рис., 5 дод., 17 джерел.

Тема роботи – “Конструювання бульдозерного устаткування з поворотним відвалом для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів”.

БУЛЬДОЗЕР, РІЗАННЯ ҐРУНТУ, РАМА, ВІДВАЛ, ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО.

Об’єкт дослідження – вузли та деталі бульдозера.

Мета роботи – виконати конструювання бульдозерного устаткування з поворотним відвалом з проведенням інженерних розрахунків і розробленням технологічних процесів виготовлення його окремих деталей.

Методи дослідження – техніко-економічний аналіз, математичне моделювання, методи теоретичної механіки й теорії механізмів і машин.

У кваліфікаційній роботі на базі трактора Dressta TD-40 XP спроектовано бульдозерне устаткування із поворотним відвалом завдовжки 5,5 м і заввишки 1,4 м для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів .

У процесі проектування визначено технологічні аспекти роботи й проаналізовано основні правила безпеки праці під час експлуатації бульдозерного устаткування, обґрунтовано його продуктивність й проведено тяговий розрахунок для базової машини. Також проведено розрахунок на міцність робочого устаткування бульдозера, його складових вузлів та окремих деталей, зокрема рами, кронштейна кріплення, шарніра, осі кріплення гідравлічного циліндра тощо.

Проведено розрахунок сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування, зокрема на шарніри кріплення універсальної рами. Для цього обрано розрахункові положення бульдозерного устаткування із урахуванням схем силових факторів, що діють на нього у процесі роботи.

Обґрунтовано параметри технологічного процесу виробництва зубчастого колеса, яке сприймає як статичні, так і динамічні навантаження, а під час роботи піддається дії контактних напружень, ударних і циклічних навантажень згинання, які й спричиняють його зношування.

ABSTRACT

Master's degree graduation thesis: 88 p., 3 ch., 6 tbl., 11 ill., 5 add., 17 literature sources.

Thesis topic – Designing bulldozer equipment with a rotating blade for layer-by-layer cutting, moving and levelling soils.

BULLDOZER, SOIL CUTTING, FRAME, BLADE, GEAR WHEEL.

Study subject – bulldozer components and parts.

Research objective – design bulldozer equipment with a rotating blade, performing engineering calculations and developing technological processes for manufacturing its individual parts.

Research methods – technical and economic analysis, mathematical modelling, methods of theoretical mechanics and theory of mechanisms and machines.

In the master's degree graduation thesis based on the Dressta TD-40 XP tractor, bulldozer equipment with a 5.5 m long and 1.4 m high a rotating blade was designed for layer cutting, moving and levelling soil.

During the design process, the technological aspects of the work were determined and the basic safety rules for operating bulldozer equipment were analysed, its performance was justified and a traction calculation was performed for the base machine. The strength of the bulldozer's working equipment, its component assemblies and individual parts, in particular the frame, mounting bracket, hinge, hydraulic cylinder mounting axle, etc., was also calculated.

The forces acting on the working bulldozer equipment, in particular on the universal frame mounting hinges, have been calculated. For this purpose, the design positions of the bulldozer equipment were selected, taking into account the diagrams of the force factors acting on it during operation.

The parameters of the technological process for manufacturing a gear wheel that is subjected to both static and dynamic loads and, during operation, is exposed to contact stresses, shock and cyclic bending loads, which cause its wear, are justified.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ОСОБЛИВОСТІ ВИКОНАННЯ БУЛЬДОЗЕРОМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ ТА КОНСТРУКЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ БАЗОВОЇ МАШИНИ	10
1.1 Технологічні аспекти роботи бульдозера	10
1.2 Конструкційні особливості базової машини	11
1.3 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях	14
1.3.1 Гігієнічні норми, параметри метеорологічних умов і вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони	14
1.3.2 Аналіз шкідливих факторів, що виникають під час експлуатування бульдозерного устаткування з поворотним відвалом	15
1.3.3 Основні правила безпеки праці під час експлуатації бульдозерного устаткування з поворотним відвалом	19
2 ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА З ПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ	24
2.1 Тяговий розрахунок гусеничного бульдозера з поворотним відвалом	24
2.2 Продуктивність гусеничного бульдозера з поворотним відвалом	28
3 РОЗРАХУНКИ БУЛЬДОЗЕРНОГО УСТАТКОВАННЯ З ПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ	33
3.1 Вибір розрахункових положень для бульдозерного устаткування з поворотним відвалом	33
3.2 Розрахунок сил, що діють у шарнірах кріплення універсальної рами бульдозерного устаткування	37
3.3 Розрахунок сил, що безпосередньо діють на універсальну раму бульдозерного устаткування	40
3.4 Розрахунки рами бульдозерного устаткування на міцність	49
3.5 Розрахунок на міцність деталей бульдозерного устаткування з	

	7
поворотним відвалом	55
3.5.1 Розрахунок кронштейна кріплення рами бульдозерного устаткування до базового гусеничного трактора	55
3.5.2 Розрахунок шарніра рами бульдозерного устаткування	56
3.5.3 Розрахунок осі кріплення гідравлічного циліндра підймання і опускання рами бульдозерного устаткування	57
3.6 Технологічний процес виробництва зубчастого колеса	58
3.6.1 Призначення зубчастого колеса та аналіз його технологічності	58
3.6.2 Обґрунтування способу отримання заготовки для зубчастого колеса	58
3.6.3 Маршрутний технологічний процес	58
3.6.4 Схеми базування	61
3.6.5 Припуски на оброблення заготовки зубчастого колеса	62
3.6.6 Розроблення операційного технологічного процесу	64
3.6.7 Вибір інструменту для оброблення заготовки зубчастого колеса	66
3.6.8 Розрахунок параметрів для режимів різання	67
3.6.9 Нормування технологічного процесу виготовлення зубчастого колеса	72
ВИСНОВКИ	76
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	78
ДОДАТКИ	80

ВСТУП

Гусеничні бульдозери з поворотним відвалом (типу Power Angle Tilt – Blade) призначені для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів. Це фактично це найсучасніші й найбільш пристосовані типи бульдозерних відвалів, які забезпечують потрібну гнучкість і операторський контроль, порівняно з стандартними (типовими) бульдозерними відвалами. Завдяки такому типу відвалів, на відміну від інших, можна регулювати кут нахилу робочого органу, його кут повороту в плані та боковий нахил, що робить його ідеальним для роботи у вузьких місцях і на майданчиках складної форми, а також для прокладання доріг промислових підприємств, каналів, та іригаційних сільськогосподарських систем тощо.

Перевагами гусеничних бульдозерів з поворотним відвалом є можливість їх використовуватися для різних завдань (від планування й до переміщення матеріалів), надає оператору більших можливостей контролю над робочим процесом, ефективна робота у складних умовах, які є недоступними для звичайних відвалів, максимальне використання потужності базового трактора та інші. Такі типи бульдозерного відвалу забезпечують високу маневреність та гнучкість під час виконання різних завдань, зокрема профільовальних та фінішних робіт.

Натепер найбільш використовуваними у промисловому виробництві є такі моделі відомих виробників:

- Caterpillar D6K2 XL – один із найпоширеніших бульдозерів середнього класу, що оснащений відвалом PAT, який дає змогу оператору змінювати кут відвалу у трьох площинах (продається в Україні);
- Caterpillar D6T XL – потужний бульдозер універсального використання, котрий оснащений відвалом PAT для виконання високоточних робіт;
- Liebherr PR 736 Litronic – машина, котра оснащена системою керування Litronic з комплектуванням відвалом PAT, який забезпечує точне і ефективне виконання операцій з ґрунтами різного типу;

- Liebherr PR 736 LGP – машина з поворотним відвалом, що забезпечує відносно низький рівень тиску на ґрунтову поверхню й підходить для роботи на слабких ґрунтових основах й на болотистих місцевостях;

- Komatsu D61 PXi-24 Intelligent – бульдозер, який оснащений інтелектуальною системою керування iMC 2.0 для автоматичного пошарового зрізання та розрівнювання ґрунтів;

- Komatsu D61 PX-24 – машина з поворотним відвалом, яку використовують у промисловому виробництві для виконання широкого спектра землерийних робіт;

- John Deere 700L – бульдозер середнього класу з відвалом PAT, який може виконувати точне планування і профілювання ґрунтів різного типу;

- John Deere 700J LGP – найбільш універсальна машина з поворотним відвалом, яку широко використовують на промислових майданчиках.

Під час конструювання бульдозерного устаткування з поворотним відвалом для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів варто враховувати те, що:

- конструкція бульдозерного устаткування повинна витримувати значні навантаження, особливо під час роботи на твердих ґрунтах;

- форма бульдозерного відвала повинна забезпечувати низьке споживання енергії під час роботи;

- конструкція бульдозерного устаткування не повинна значно обмежувати маневреність машини, а також необхідні кути різання та глибину заглиблення для різних видів робіт.

1 ОСОБЛИВОСТІ ВИКОНАННЯ БУЛЬДОЗЕРОМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ ТА КОНСТРУКЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ БАЗОВОЇ МАШИНИ

1.1 Технологічні аспекти роботи бульдозера

Виконання значних масштабів земляних робіт в нашій країні можна забезпечити шляхом застосування високопродуктивних дорожньо-будівельних машин, а також за рахунок комплексної механізації (автоматизації) будівельного виробництва. Натепер у промислових підприємствах наявний достатньо великий парк спецтехніки, який систематично поповнюється більш досконалими машинами. Для виконання найбільш трудомістких робіт на земляних роботах широко застосовують бульдозери, виробництво яких теж розвиватися швидкими темпами в останні роки.

Можливість застосовувати бульдозери на різних видах робіт є причиною їх досить широкого впровадження у виробничі процеси як найбільш універсальних землерийно-транспортувальних машин.

Робочий процес бульдозерів містить операції копання ґрунтів, їх переміщення та розрівнювання. Під час копання ґрунтів ріжучу частину відвалу заглиблюють у ґрунт, одночасно переміщуючи бульдозер уперед. Зрізану частину ґрунту переміщують перед відвалом машини у виді призми волочіння. Унаслідок досягнення призмою ґрунту висоти відвалу його виглиблюють і після цього бульдозер переміщує масу ґрунту до визначеного місця розвантаження і розрівнювання. Для цього, не припиняючи руху, відвал бульдозера піднімають. Операцію розрівнювання у виробничих умовах проводять і в процесі руху бульдозера в зворотному напрямку. У такому разі в місці розвантаження машина здає трохи назад, піднімає відвал і рухом уперед заводить його за призму волочіння. Після цього, опустивши до потрібного рівня відвал і включивши задній хід, розрівнюють ґрунт.

У кваліфікаційній роботі представлено бульдозер з поворотним відвалом, який слугує для пошарового зрізання ґрунтів, їх переміщення на відносно невеликі відстані, а також розрівнювання (планування і профілювання).

Складається бульдозер з базової машини (гусеничного трактора Dressta TD-40 XP) і розташованого спереду навісного бульдозерного устаткування. Бульдозерне устаткування (рис. 1.1) містить робочий орган (відвал), універсальну раму з гідравлічними циліндрами її підймання і опускання, розкоси.



Рисунок 1.1 – Загальна будова базової машини Dressta TD-40 XP [1]

Перекіс відвала виконують зміною положення розкосу. Зміну кута встановлення відвала в плані досягають шляхом приєднання розкосів до різних точок на рамі.

1.2 Конструкційні особливості базової машини

Dressta TD-40 XP є однією з найважчих і найпотужніших гусеничних машин лінійки Dressta, яка спеціально створена для виконання гірничих робіт, освоєння родовищ вугілля і торфу, виконання будівельних робіт у складних експлуатаційних умовах.

Конструкційними особливостями базової машини є такі:

- двигун марки Cummins QSK19, Tier 2 / EU Stage II з номінальною частотою обертання $2100 \text{ об} / \text{хв}$ й потужністю нетто 353 кВт, обертовим моментом $2237 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- технічні параметри трансмісія й приводу: літраж двигуна – 15 л;

номінальна частота обертання – 1400 об/хв, обертовий момент – 1825 Н·м;

- коробка передач Powershift – 6/6;
- підтримувальні ролики й опорні котки – 2/6;
- гусениці з кроком 280 мм, ширина опорних пластин – 610 мм, площа опорної поверхні гусениць – 44 000 мм², кількість опорних пластин – 39;
- паливний бак ємністю 1362 л, гідравлічна система ємністю 169 л;
- висота на рівні балки захисту ROPS – 4220 мм, ширина машини з гусеницями – 3110 мм, довжина стикування гусениці з ґрунтом – 3610 мм;
- максимальна швидкість машини уперед – 12 км/год, максимальна швидкість машини назад – 14,9 км/год;
- тиск базової машини на ґрунтову поверхню – 151 кПа;
- максимальне тягове зусилля машини – 1162 кН, тяговий клас – 35;
- система керування робочим органом – гідравлічна, продуктивність насоса робочої системи – 398 л/хв;
- експлуатаційна маса машини – 40120 кг;
- довжина бульдозерного відвала – 5500 мм, висота бульдозерного відвала – 1400 мм;
- глибина різання ґрунту – 650 мм.

Базова машина оснащена потужним дизельним двигуном Cummins QSK19, Tier 2 / EU Stage II.

Двигун з прямим упорскуванням, однорядний, з 6 циліндрами, 4-тактний, з турбонаддувом та охолодженням повітря. Трансмісія автоматично корегує швидкість машини з умовами завантаження, запобігаючи поштовхи привода і збільшуючи крутний момент, необхідний при передачі 6 швидкостей переднього і заднього ходу.

Гідротрансформатор містить 3-ступінчасту коробку з перемиканням під навантаженням й 2-швидкісний механізм повороту.

Бортова передача з двоступінчастим редуктором. Модульна конструкція системи привода містить двигун, гідротрансформатор, коробку передач, механізм повороту та бортові передачі. Структурні компоненти трансмісії

можна легко видалити, а потім повторно встановити без втрати оливи, забезпечуючи максимальну тривалість роботи машини.

Гідравлічна система є досить надійною і містить багатоступінчасту насосну систему та гідравлічний бак високої ємності для покращення охолодження. Шланги та труби машини доступні та добре захищені від випадкових пошкоджень.

За потреби можливе додаткове встановлення на машину системи нівелювання Trimble. Двошвидкісний механізм повороту на бульдозерах Dressta забезпечує плавні повороти машини з мінімальними втратами потужності. Завдяки можливості виконувати швидкі та плавні повороти наявна перевага у вигляді значно покращеної тяги для легкого виконання натискних зусиль.

Кабіна, пульт оператора та елементи керування є зручними, герметичними. 6-гранна захищена кабіна обладнана звукоізоляцією, має збільшену площу скління, що забезпечує підвищену видимість робочих зон відвала. В машині наявна ефективна система рециркуляції повітря, кондиціонер та обігрівач, об'єднаний у систему подачі повітря по всьому внутрішньому об'єму кабіни. Сидіння оператора з пневматичною підвіскою та регульованими підлокітниками повертається на 14° вправо для зручної роботи з навісним устаткуванням. Дизайн джойстика та ручок керування роботою відвала та навісного устаткування є ергономічним.

Основна рама та рами гусениць бульдозера Dressta TD-40 XP забезпечують необхідний баланс машини при виконанні бульдозерних робіт, розпушуванні та профілюванні ґрунтів.

Основна рама базової машини є цілісної зварної конструкції, що містить передню раму, задню раму та поперечний балансир. Міцна конструкція основної рами приймає на себе вплив ударних і крутних навантажень, забезпечуючи тривалий термін служби машини.

Гусеничні катки виготовлені якісно, є ізольованими зі змащенням на весь термін служби машини. Наявні також натяжні колеса та пристрої для натягу

ходової стрічки, укріплені гусениці для складних умов роботи, ланки гусеничного ланцюга виконані з кованої легованої сталі та укріплені для опору скручуванню та робочому навантаженню.

Широкий діапазон опор гусеничного ланцюга різної ширини дозволяє бульдозеру працювати на всіх типах ґрунтів. Напрямні гусеничні ланцюги є в стандартній комплектації, а повнорозмірні захисти гусеничних катків встановлюють за виробничої потреби.

3-точкова підвісна система базової машини містить дві поворотні осі та поперечний балансир (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Виконання технологічних операцій з переміщення ґрунту базовою машиною Dressta TD-40 XP [1]

1.3 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях

1.3.1 Гігієнічні норми, параметри метеорологічних умов і вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони

Оптимальні та допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні встановлені ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 [4]. Ці норми розроблено з урахуванням надлишків теплоти, категорій робіт та

періодів року. Під надлишками теплоти маємо на увазі теплоту, що надходить у робочу зону від технологічного устаткування, опалювальних приладів, нагрітих матеріалів та інших джерел теплоти. Відповідно, періоди року поділяємо на теплий, що характеризується середньодобовою температурою зовнішнього повітря $+10^{\circ}\text{C}$ і вище, і холодний з середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче $+1^{\circ}\text{C}$. Класифікація та гранично допустимий вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони викладені в НПАОП 0.00-1.04-07 [5].

Загалом за ступенем впливу на організм людини шкідливі речовини поділяють на чотири класи небезпеки: 1-^а – надзвичайно небезпечні; 2-^а – високонебезпечні; 3-^а – помірно небезпечні і 4-^а – малонебезпечні. Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони – це такі, які при щоденній роботі протягом 8 годин або іншої тривалості за весь робочий стаж не можуть викликати захворювань або відхилень у стані здоров'я людини в процесі роботи і в подальшому.

Згідно з ДСТУ 8604:2015 [6] в кабінах вантажних автомобілів примусова вентиляція повинна забезпечувати подачу свіжого повітря в кількості не менше $30 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну людину і температуру в зонах розташування ніг, голови і пояса водія не менше $+15^{\circ}\text{C}$ при зовнішній температурі до -25°C .

У кабіні базового трактора температура повітря в теплий період повинна бути на $2-3^{\circ}\text{C}$ вище температури зовнішнього повітря, але не нижче $+14^{\circ}\text{C}$ і не вище $+28^{\circ}\text{C}$ при відносній вологості 40-60%.

1.3.2 Аналіз шкідливих факторів, що виникають під час експлуатування бульдозерного устаткування з поворотним відвалом

Робота оператора бульдозера характеризується підвищеною витратою м'язової енергії. При виконанні робочих процесів м'язова енергія витрачається на переміщення важелів і педалей. Керуючи бульдозерним устаткуванням з поворотним відвалом, оператор здійснює 2000-6800 включень механізмів протягом 1 год. Це відповідає витраті енергії за 1 с більше 290 Вт . Умови

роботи на бульдозері через необхідність постійної концентрації уваги їх виконання віднесено до категорії важких. Таким чином, під час оцінювання мікроклімату в кабіні керування бульдозерним устаткуванням треба враховувати виділення оператором тепла у вказаній кількості.

Досліджуване бульдозерне устаткування з поворотним відвалом може розробляти сильно запилені ґрунти і матеріали, що мають підвищену токсичність або неприємні запахи. Бульдозер при своїй взаємодії з оброблюваним середовищем створює підвищену запиленість атмосферного повітря. У середніх умовах, під час розроблення суглинистих і супіщаних ґрунтів на відкритих майданчиках вміст пилу в повітрі біля працюючого бульдозерного устаткування в середньому становить 40...50 мг/м³.

Правильно відрегульований і справний двигун внутрішнього згорання зазвичай видає вміст оксиду вуглецю CO у вихлопних газах не більше 0,2%. Тому при роботі на відкритих майданчиках з огляду на природне їх провітрювання рівень концентрації CO та інших речовин у повітрі зазвичай не перевищує ГДК [1:8]. Однак робота бульдозерного устаткування в глибоких вузьких котлованах, в довгих тунелях, в приміщеннях випробувальних станцій може спричинити надмірне скупчення в повітрі токсичних речовин. З огляду на це в цих умовах варто забезпечити додаткове вентилявання закритих робочих майданчиків.

Ступінь освітленості робочого майданчика у темний час доби залежить від наявності освітлювальних приладів на самому базовому тракторі і від загального (прожекторного) освітлення території, в межах якої переміщається бульдозер.

Оглядовість робочої площадки з кабіни оператора бульдозера визначається конструкцією кабіни, місцем розташування кабіни щодо робочих органів і елементів конструкції базового гусеничного трактора. Добра оглядовість не потребує здійснення додаткових рухів оператора, забезпечує зручність його робочої позиції. Це в свою чергу знижує втомлюваність оператора, підвищує ступінь безпеки праці та продуктивність. Якщо окремі робочі органи

устаткування призводять до скорочення площі видимої частини робочої зони, а це зменшує коефіцієнт оглядовості, то в першу чергу варто розглянути варіанти зміни конструкції обладнання і розташування його без шкоди для експлуатаційних властивостей бульдозера. Місце розташування та конструкції елементів кабіни бульдозера встановлюють з умови забезпечення найкращої оглядовості. Зазвичай коефіцієнт оглядовості у прототипних конструкціях бульдозерів з поворотним відвалом становить 0,5...0,6.

Звукові коливання при експлуатації бульдозера виникають в результаті коливання частинок у робочому середовищі. Ці коливання можуть бути механічні (від коливання складників бульдозерного устаткування), аеродинамічні (від коливань при потоках газів), гідродинамічні (від коливань при потоках рідин), електромагнітні (у зв'язку зі зміною магнітних і електричних полів). За частотою ці коливання можуть бути такими: інфразвук – з частотою до 20 Гц, чутний звук – з частотою 20-20000 Гц і ультразвук – з частотою понад 20000 Гц.

Інфразвук виникає при роботі дизельного двигуна, компресора і вентиляторів, а також при відкритих поворотних кватирках в кабіні в результаті удару потоку повітря в перешкоди (наприклад, раму кватирки). Таке явище відоме як вітровий флаттер. Зі зменшенням об'єму кабіни або салону інфразвук збільшується. У звичайному діапазоні орган слуху оператора не сприйматиме інфразвуки. Проте особливістю дії інфразвуку є висока специфічна чутливість органу слуху до низькочастотних коливань. Наприклад, інфразвук з частотою 7 Гц збігається з ритмом біострумів мозку, тому ця частота є найбільш небезпечною, крім того, інфразвуки сприймаються поверхнею тіла машиніста.

При роботі бульдозера виникає також чутний звук у виді шуму – сукупності звуків, що поєднує різні тони й частоти з безладною інтенсивністю і тривалістю або будь-які небажані для оператора бульдозера звуки, що заважають його сприйняттю дійсності або порушують тишу.

Дія шуму на організм машиніста бульдозера проявляється в ураженні органів слуху і порушенні його функціональних систем (серцево-судинної,

центральної нервової та ін.), а також ослабленні пам'яті, зміні шкірної чутливості.

Ультразвук породжує в тканинах машиніста бульдозера тепловий ефект. Енергія ультразвуку, яку поглинають живі тканини, переходить в тепло і підвищує температуру тіла. Також ультразвукова хвиля викликає в тканинах високий тиск, у зв'язку з чим змінюються функціонування клітин.

Систематичний вплив ультразвукових хвиль на організм обслуговуючого персоналу викликає його швидку втомлюваність, біль у вухах і голові, порушує рівновагу, розвиває невроз і гіпотонію. Поблизу бульдозерного устаткування, що генерує ультразвукові коливання, може виникати шум до 120 дБ.

Шум за природою походження зазвичай є механічним шумом (унаслідок вібрації поверхонь гусеничного трактора і бульдозерного устаткування, а також поодиноких або періодичних ударів у з'єднаннях деталей чи конструкцій в цілому), аеродинамічним шумом (виникає при русі газів, наприклад, при витіканні стисненого повітря або газу з отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря або газу в трубах тощо), електромагнітним (виникає внаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв бульдозера під впливом змінних магнітних сил, наприклад коливання статора і ротора), гідромеханічним (при стаціонарних і нестаціонарних процесах в рідинах, наприклад, при гідравлічних ударах).

За тривалістю дії на організм оператора бульдозера шум розрізняють як постійний і непостійний (коливальний у часі, переривчастий, імпульсний).

За спектральним складом шум розрізняють як низькочастотний (з частотою коливань не більше 400 Гц, середньочастотний – з частотою коливань від 400 до 1000 Гц та високочастотний – з частотою коливань більше 1000 Гц).

За шириною спектра у робочій зоні шум розрізняють як широкосмуговий (що містить майже всі частоти звукового тиску) і вузькосмуговий. Крім того, повітряний шум поширюється у повітряному середовищі від джерела виникнення до місця спостереження, а структурний шум випромінюється поверхнями коливальних конструкцій у звуковому діапазоні частот.

Окрім розглянутих вище шкідливих факторів, під час виконання робочих операцій й транспортуванні бульдозера, в процесі його технічного обслуговування і ремонту можуть виникати відповідні небезпеки та нещасні випадки. Щоб забезпечити максимальну безпеку експлуатації досліджуваного бульдозерного устаткування з поворотним відвалом, необхідно проаналізувати можливі небезпеки і наслідки їх виникнення. Відмови в роботі гідроприводів, фрикційних муфт, гальм, канатних систем, що призводять до аварій, спостерігаються при обриві шлангів, канатів, руйнуванні кронштейнів кріплення циліндрів і внаслідок значного зносу деталей муфт і гальм, а також в результаті дії надмірних динамічних навантажень. У названих випадках може статися падіння та неконтрольоване переміщення бульдозерного устаткування, що може спричинити виникнення аварій і травмування осіб, які обслуговують бульдозер.

Параметри мікроклімату робочої зони нормуються ДСН 3.3.6.042-99 [7]. Цим документом встановлені оптимальні та допустимі величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в межах робочої зони.

1.3.3 Основні правила безпеки праці під час експлуатації бульдозерного устаткування з поворотним відвалом

До керування бульдозером допускають робітників та обслуговуючий персонал, які мають посвідчення на право керування ним. Машиніст повинен при цьому перебувати в міцному, щільно облягаючому одязі, щоб не зачепитися за рухомі частини машини, його рукавички повинні бути цілими.

Механічні передачі, вали та інші обертові або рухомі деталі, поблизу яких можуть перебувати робітники, повинні бути закриті огорожами або кожухами. Виконувати роботи або транспортний рух на машині зі знятими огорожувальними конструкціями або кожухами заборонено.

Виконувати роботи дозволено тільки на цілком справному бульдозері. Забороняється працювати на бульдозері, у якому несправні навіть окремі деталі або механізми, особливо гальма ходових коліс, гусениці та ін.

Для роботи в темний час доби бульдозер оснащують достатньою кількістю

внутрішніх і зовнішніх приладів освітлення.

Перед запуском двигуна всі механізми приводу, зокрема механізми керування гідросистемами, встановлюють в нейтральне (вимкнене) положення.

Машиніст не повинен залишати бульдозер з працюючим двигуном без нагляду. Якщо машиніст відходить від бульдозера, то він повинен вимкати його двигун. Під час початку руху або роботи бульдозера вмикають муфти (або механізми, що їх замінюють) або плавно збільшують подачу пального, особливо при великих навантаженнях. Недотримання цього правила спричиняє різкі перевантаження, підвищене зношування і навіть поломки механізмів бульдозера.

Машиніст має постійно стежити, щоб під відвалом бульдозера або поблизу нього не перебували люди. Якщо в заборонених зонах перебувають люди, роботу бульдозера треба негайно припинити.

Машиніст повинен керувати бульдозером на швидкості, що забезпечує безпеку руху. При русі під ухил трансмісія бульдозера повинна бути включеною. Перед поворотами, щоб уникнути заносу бульдозера або втрати стійкості, його швидкість руху зменшують.

При зупинці бульдозера вмикають гальма його ходових коліс або гусениць, при стоянці бульдозера на ухилах вмикають стоянкові гальма.

При оглядах і підтягуванні кріплень і з'єднань складальних одиниць, агрегатів або з'єднань трубопроводів гідросистем привід насосів повинен бути відключений, а гідросистема в цілому – розвантажена від тиску, наприклад, шляхом опускання на землю бульдозерного відвала і перемикання всіх золотників гідророзподільника на злив мастила з виконавчих гідроциліндрів в бак. Якщо в механізмі відбору потужності не передбачено вимкнення приводу насосів, то двигун бульдозера повинен бути зупинений.

Бульдозери з поворотним відвалом можуть втратити стійкість у разі пересування з неприпустимим поздовжнім ухилом або підйомом, поперечним креном, а також у робочому стані під дією навантажень, несприятливих для рівноваги.

Бульдозер може перекинутися навколо опорної точки, якщо на відвал буде діяти відповідна сила, що перешкоджатиме виглибленню відвалу. При виникненні сили, що перешкоджає вертикальному заглибленню відвалу, бульдозер може перекинутися навколо іншої опорної точки (рис. 1.3).

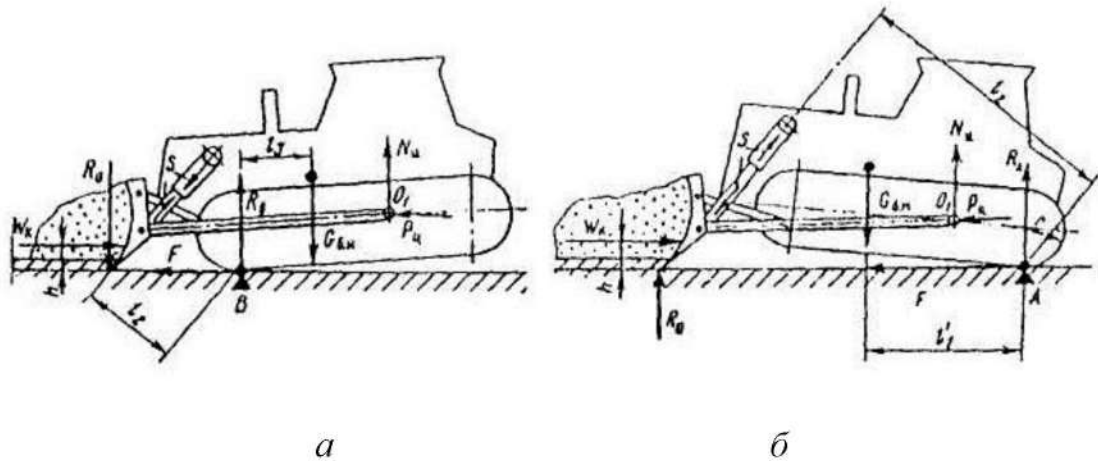


Рисунок 1.3 – Схеми до визначення стійкості бульдозера: *а* – під час опускання, *б* – під час підймання [9]

Коефіцієнт стійкості для бульдозерів з поворотним відвалом в нормальних експлуатаційних умовах приймають рівним 1, оскільки ці землерийно-транспортувальні машини є достатньо стійкими до перекидання. Для визначення ж граничного кута з метою експлуатування бульдозера під ухил або на підйом приймають коефіцієнт стійкості меншим 1. Граничні кути ухилу на підйом і спуск, при яких може ефективно працювати бульдозер, вказують в його паспорті.

У виробничій практиці фактично не допускається переміщати ґрунт бульдозером з поворотним відвалом на підйом або на спуск більше 30° , а також на косогорах з поперечним ухилом понад 30° . Під час зупинки бульдозера на ухилі необхідно опускати відвал. Щоб уникнути втрати бульдозером стійкості, а також сповзання в ґрунтові траншеї, не рекомендовано висувати відвал за межі брівки укосу виїмки.

Оглядовість простору поблизу бульдозерного устаткування з поворотним відвалом оцінюють за допомогою карти оглядовості. Для бульдозера вона являє

собою частину горизонтальної площини, на якій окреслені зони, не видимі оператором з кабіни. За результатами натурних вимірювань, проведених зокрема з використанням тіньового методу, можна побудувати типову карту. Для цього з точки спостереження (на рівні очей оператора) треба провести промені, що дозволять встановити конфігурацію невидимої зони. Розраховуючи коефіцієнт оглядовості, площу тіней стійок кабіни не потрібно враховувати, оскільки ці ділянки проглядаються після незначної зміни положення голови. Для бульдозерного устаткування з поворотним відвалом коефіцієнт оглядовості обчислюють за залежністю

$$K_{огл} = \frac{F_m}{F_T - F_m}, \quad (1.1)$$

де F_m - площа горизонтальної проекції бульдозера, $мм^2$;

F_T - площа бульдозера на горизонтальній поверхні, $мм^2$.

Для проєктованого бульдозерного устаткування з поворотним відвалом $F_m = 180 \text{ мм}^2$, $F_T = 363 \text{ мм}^2$.

Визначимо величину коефіцієнта оглядовості

$$K_{огл} = \frac{180}{363 - 180} = 0,989 .$$

Отримане значення коефіцієнта оглядовості $K_{огл}$ задовольняє вимогам оглядовості, оскільки нормою є $K_{огл} = 0,98-1$; звідси випливає висновок, що розташування, конфігурація та скління дозволяють виконувати роботу з проєктованим бульдозерним робочим органом.

Також розглянемо віброізоляцію сидіння машиніста бульдозера. Зазначене сидіння повинно забезпечувати санітарно-гігієнічні умови для тривалої роботи. Сидіння повинно пом'якшувати поштовхи і удари, а також частину вібрації, що перевищує гігієнічні характеристики і норми вібрації.

Типова схема підресорювання сидіння машиніста бульдозера (рис. 4.2) містить такі складники: напрямний механізм 7 (складається з паралелограмних важелів і забезпечує стабільність вертикального положення корпусу машиніста при коливанні бульдозера, а також з'єднує посадочне місце машиніста з рамою ходової частини бульдозера, виконує роль кінематичного і силового зв'язку), пружину (знижує амплітуду коливань сидіння від коливання машини при пересуванні по нерівностях дороги), регулювальний гвинт 4 для зміни жорсткості пружини залежно від маси тіла машиніста, гідроамортизатор 2 (поглинає коливання сидіння при пересуванні бульдозера по нерівностях шляху).

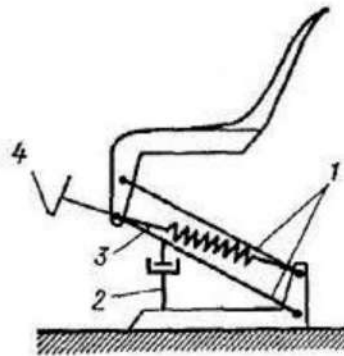


Рисунок 1.4 – Принципова схема підресорювання машиніста бульдозера [10]

Під час наїзду бульдозера на перешкоди та нерівності шляху виникають різкі коливання рами ходової частини, в результаті чого опір гідроамортизатора зростає. Цей опір спричинений тим, що рідина в ньому не встигає проходити через отвори в поршні. В результаті виникає так зване гідравлічне гальмування, унаслідок дії якого коливання сидіння гасяться.

2 ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА З ПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ

2.1 Тяговий розрахунок гусеничного бульдозера з поворотним відвалом

Тяговий розрахунок гусеничного бульдозера с поворотним відвалом виконуємо для базового трактора з тяговим класом 35, масою 40120 кг; розмірами відвала: довжиною 5500 мм, висотою 1400 мм, глибиною різання, – 650 мм й гідравлічною системою керування.

При русі базового трактора-тягача із бульдозерним устаткуванням діють такі опори руху

$$W_{\text{заг}} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (2.1)$$

де W_1 - опір ґрунту процесу різанню, кН;

W_2 - опір переміщенню сформованої призми ґрунту перед бульдозерним відвалом, кН;

W_3 - опір від тертя ґрунту поверхнею відвала, кН;

W_4 - опір руху бульдозера як машини, кН;

Визначимо для бульдозерного устаткування опір ґрунту процесу різанню за такою формулою

$$W_1 = B \cdot C \cdot K_0, \quad (2.2)$$

де B - довжина бульдозерного відвала, м;

C - товщина шару зрізаного ґрунту, м;

K_0 - коефіцієнт опору ґрунту процесу його різання.

$$W_1 = 5,5 \cdot 0,65 \cdot 0,06 \cdot 10^6 = 214500 \text{ Н} = 214,5 \text{ кН}.$$

Визначимо для бульдозерного устаткування опір переміщенню сформованої призми ґрунту перед відвалом за такою формулою

$$W_2 = 0,5 H \cdot (H / \operatorname{tg} \varphi) \cdot B \cdot \gamma_0 \cdot g \cdot \mu_2, \quad (2.3)$$

де φ - кут природного укосу ґрунту, °; для різних типів ґрунтів й проєктованого бульдозерного устаткування з поворотним відвалом $\varphi = 40 \dots 45^\circ$;

γ_0 - об'ємна щільність ґрунтів, кґ/м^3 ;

g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

μ_2 - коефіцієнт тертя ґрунту відносно ґрунту; для різних типів ґрунтів й проєктованого бульдозерного устаткування з поворотним відвалом $\mu_2 = 0,4 \dots 0,8$;

H - висота бульдозерного відвала, м ;

$$W_2 = 0,5 \cdot 1,4 \cdot (1,4 / 1) \cdot 5,5 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 39657 \text{ Н} = 39,657 \text{ кН}.$$

Визначимо для бульдозерного устаткування опір тертя ґрунту по поверхні відвала за такою формулою

$$W_3 = 0,5 B \cdot H^2 \cdot \gamma_0 \cdot g \cdot \cos^2 \delta \cdot \mu_1, \quad (2.4)$$

де δ - кут різання бульдозерним відвалом ґрунту, °; для різних типів ґрунтів й проєктованого бульдозерного устаткування з поворотним відвалом $\delta = 50 \dots 55^\circ$, приймаємо $\delta = 55^\circ$ і $\cos 55^\circ = 0,5736$;

μ_1 - коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні сталевого бульдозерного відвалу; приймаємо $\mu_1 = 0,7 \dots 0,8$ для глини, $\mu_1 = 0,5 \dots 0,6$ для суглинків і супісків, $\mu_1 = 0,35 \dots 0,5$ для пісків);

$$W_3 = 0,5 \cdot 5,5 \cdot 1,4^2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot (0,5736)^2 \cdot 0,6 = 15650 \text{ Н} = 15,65 \text{ кН} .$$

Визначимо для бульдозерного устаткування опір руху бульдозера як машини за такою формулою

$$W_4 = G \cdot (f \pm i), \quad (2.5)$$

де G - загальна вага бульдозерного устаткування й базового гусеничного трактора, кН ;

f - коефіцієнт опору пересуванню бульдозера як машини; приймаємо $f = 0,12$;

i - величина ухилу промислового майданчика; попередньо приймаємо $i = 0$.

$$G = G_T + G_{P.O.}, \quad (2.6)$$

де G_T - вага базового трактора, кН ;

$G_{P.O.}$ - вага робочого бульдозерного устаткування, кН ; згідно з довідковими даними приймаємо $G_{P.O.} = 68,67 \text{ кН}$.

$$G = 40,120 \cdot 9,81 + 68,67 = 462,247 \text{ кН} .$$

$$W_4 = 462,247 \cdot (0,12 \pm 0) = 55,47 \text{ кН} .$$

Загальний опір, що виникає при русі базового трактора-тягача із бульдозерним устаткуванням

$$W_{\text{заг}} = 214,5 + 39,657 + 15,65 + 55,47 = 325,277 \text{ кН} .$$

Тягове зусилля, яке розвиває базовий трактор на першій передачі,

визначимо за такою формулою

$$T_N = 0,9 P = 0,9 \cdot (1000 \cdot N_{ДВ} \cdot \eta_m) / v, \quad (2.7)$$

де P - колова сила, прикладена до ведучої зірочки рушія трактора, κH ;

$N_{ДВ}$ - потужність двигуна базового трактора, κBm ;

η_m - ККД трансмісії базового трактора; $\eta_m = 0,8$;

v - швидкість руху базового трактора з бульдозерним устаткуванням, m/c .

$$T_N = 0,9 \cdot (1000 \cdot 353 \cdot 0,8) / 0,78 = 325,846 H = 325,846 \kappa H.$$

Силу тяги за умовами зчеплення визначимо за такою формулою

$$T_{зч} = G_{зч} \cdot \varphi_{зч}, \quad (2.8)$$

де $G_{зч}$ - зчїпна вага бульдозера з поворотним відвалом, κH ;

$\varphi_{зч}$ - коефіцієнт зчеплення гусеничного рушія зі щільним ґрунтом;

зазвичай для нормальних умов й гусеничних тягачів $\varphi_{зч} = 0,7 \dots 0,9$; приймаємо

$$\varphi_{зч} = 0,9.$$

$$T_{зч} = 47120 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 416022 H = 416,022 \kappa H.$$

Умова руху бульдозера з поворотним відвалом без буксування з умови тягового балансу

$$T_{зч} > T_N > W_{заг}. \quad (2.9)$$

$$416,022 \kappa H > 325,846 \kappa H > 325,277 \kappa H.$$

Умову виконано і бульдозер з поворотним відвалом матиме змогу у виробничих умовах здійснювати пошарове зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів.

2.2 Продуктивність гусеничного бульдозера з поворотним відвалом

Вільну силу тяги або запас тягової сили з умов зчеплення визначимо за такою формулою

$$T_{зт.с.} = T_{зч} - (W_2 + W_3 + W_4) . \quad (2.10)$$

Коли відбувається формування призми волочіння ґрунту перед бульдозерним відвалом, то

$$T_{зт.с.} = 416,022 - (39,657 + 15,65 + 55,47) = 305,245 \text{ кН} .$$

Вільну силу тяги або запас тягової сили з умов забезпечення балансу потужності двигуна визначимо за такою формулою

$$T_{зт.п.} = T_N - (W_2 + W_3 + W_4) . \quad (2.11)$$

$$T_{зт.п.} = 325,846 - (39,657 + 15,65 + 55,47) = 215,069 \text{ кН} .$$

Для виконання подальших розрахунків приймаємо менше значення вільної сили тяги або запасу тягової сили з метою забезпечення запасу тягового зусилля за зчепленням у найгірших умовах.

Уточнюємо глибину різання ґрунту (товщину зрізаної ґрунтової стружки) шляхом визначення з формули (2.2) величини C

$$C = W_1 / (B \cdot K_0) , \quad (2.12)$$

де W_1 - опір різанню ґрунту, прирівняний до запасу тягового зусилля за потужністю двигуна, H .

$$C = 215069 / (5,5 \cdot 0,06 \cdot 10^6) = 0,6526 \text{ м.}$$

Для початку етапу розроблення ґрунту, коли тягове зусилля трактора витрачають лише на подолання опорів різання ґрунту і переміщення бульдозера, вільну силу тяги визначимо за такою формулою

$$T_{CB} = T_N - W_4 . \quad (2.13)$$

$$T_{CB} = 325,846 - 55,47 = 270,376 \text{ кН.}$$

У такому разі відвал бульдозера з поворотним відвалом можна опустити на таку максимальну глибину, тобто

$$C = 270376 / (5,5 \cdot 0,06 \cdot 10^6) = 0,8442 \text{ м.}$$

Набирання ґрунту перед відвалом спричиняє збільшення загального опору руху бульдозера і, отже, потребу у поступовому виглибленні відвала. Середня товщина зрізаного шару ґрунту у такому разі становитиме

$$C = (0,6526 + 0,8442) / 2 = 0,7484 \text{ м.}$$

Об'єм призми волочіння ґрунту, котру переміщає бульдозер з поворотним відвалом

$$V_{PP} = 0,5 H \cdot (H / \operatorname{tg} \varphi) \cdot B = B \cdot L_1 \cdot C , \quad (2.14)$$

де L_1 - довжина технологічної ділянки набирання ґрунту, м.

$$V_{\text{ПР}} = (0,5 \cdot 1,4 \cdot 1,4 \cdot 5,5) / \operatorname{tg} 45^\circ = 5,39 \text{ м}^3.$$

Розв'язуючи рівняння (2.14) відносно L_1 , отримаємо шукану довжину технологічної ділянки набирання ґрунту

$$L_1 = 0,5 H^2 / (\operatorname{tg} 45^\circ \cdot C). \quad (2.15)$$

$$L_1 = 0,5 \cdot 1,4^2 / (1 \cdot 0,6526) = 1,5 \text{ м}.$$

Обґрунтовуємо швидкості руху бульдозера з поворотним відвалом на окремих технологічних ділянках шляху:

- різання й набирання ґрунту $V_H = 2,8 \text{ км/год}$;
- транспортування ґрунту $V_T = 4 \text{ км/год}$;
- рух бульдозера з поворотним відвалом заднім ходом $V_{з.х.} = 6 \text{ км/год}$.

Тривалість виконання технологічних операцій для зазначених елементів циклу становитиме

$$t = L_i / v_i. \quad (2.16)$$

де L_i - довжина технологічної ділянки, м;

v_i - швидкість бульдозера, км/год; при цьому використовуватимемо 3,6 – перевідний коефіцієнт км/год в м/с.

Тривалість набирання ґрунту бульдозером з поворотним відвалом

$$t_1 = (3,6 \cdot 1,5) / 2,8 = 1,93 \approx 2 \text{ с}.$$

Час транспортування ґрунту в с для дальності його переміщення 60 м

становитиме

$$t_2 = (3,6 \cdot 60) / 4 = 54 \text{ с}.$$

Тривалість руху бульдозера з поворотним відвалом заднім ходом

$$t_3 = 3,6 \cdot 61,5 / 6 = 36,9 \text{ с} \approx 37 \text{ с}.$$

Передбачаємо також додатковий час на перемикання коробки швидкостей бульдозера, потребу розвантаження і розподілення ґрунту приймаємо $t_4 = 35 \text{ с}$. Тривалість циклу роботи бульдозера в такому разі становитиме

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4. \quad (2.17)$$

$$T_{\text{ц}} = 2 + 54 + 37 + 35 = 128 \text{ с}.$$

Кількість циклів, які виконає бульдозер з поворотним відвалом за одну годину роботи

$$n = 3600 / T_{\text{ц}}. \quad (2.18)$$

$$n = 3600 / 128 = 28,125.$$

Коефіцієнт, що враховує втрати ґрунту при роботі бульдозера з поворотним відвалом

$$\varphi_2 = 1 - 0,005 L. \quad (2.19)$$

де L - загальна довжина робочого шляху, м.

Продуктивність бульдозера з поворотним відвалом визначимо за такою формулою

$$П = (V_{\text{ПР}} \cdot \varphi_2 \cdot n \cdot K_B) / K_{\text{РОЗ}}, \quad (2.20)$$

де K_B - коефіцієнт ефективного використання часу технічної експлуатації бульдозера з поворотним відвалом; $K_B = 0,85$;

$K_{\text{РОЗ}}$ - коефіцієнт розпушування ґрунту; з урахуванням різних типів ґрунтів й проєктованого бульдозерного устаткування з поворотним відвалом приймаємо $K_{\text{РОЗ}} = 1,2$.

$$П = (5,39 \cdot 0,6925 \cdot 28,125 \cdot 0,85) / 1,2 = 74,36 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

3 РОЗРАХУНКИ БУЛЬДОЗЕРНОГО УСТАТКОВАННЯ З ПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ

3.1 Вибір розрахункових положень для бульдозерного устаткування з поворотним відвалом

Розрахункові положення бульдозерного устаткування з поворотним відвалом обираємо з урахуванням схем силових факторів, що діють на нього під час роботи (рис. 3.1).

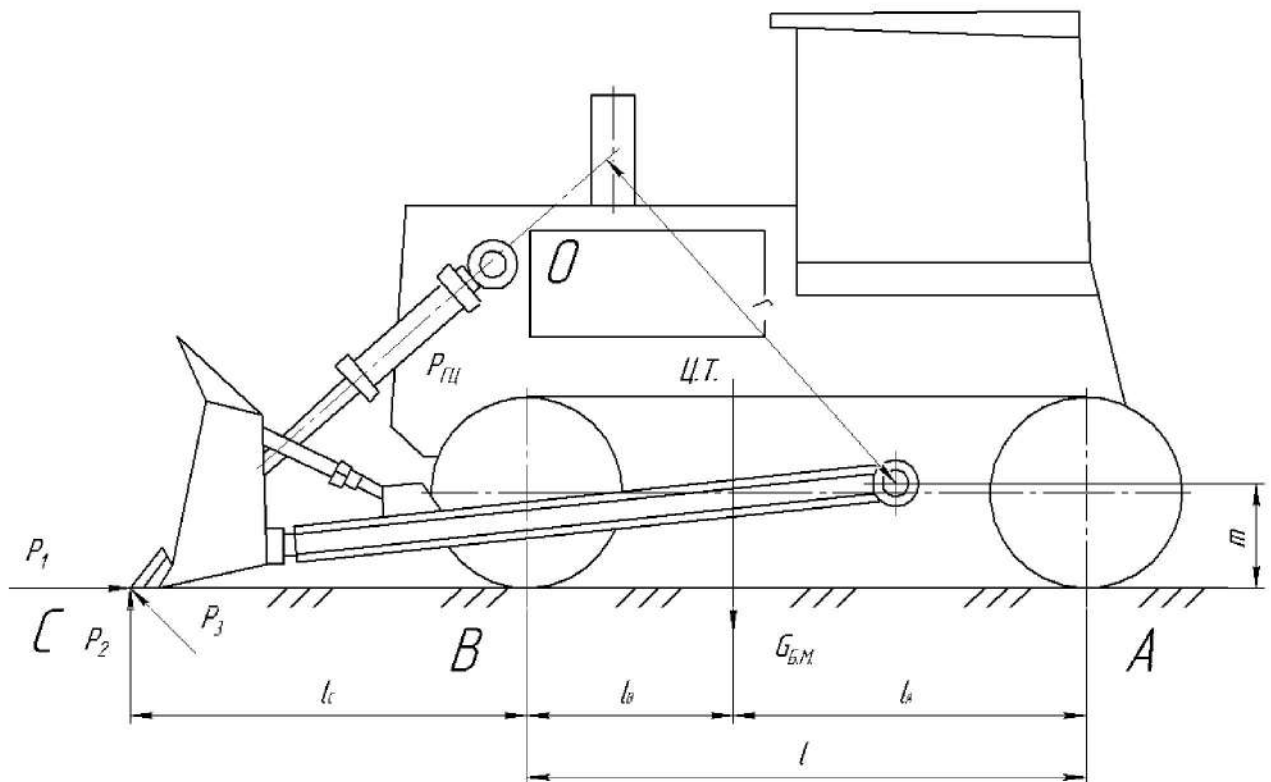


Рисунок 3.1 – Схема сил, що діють на бульдозерне устаткування з поворотним відвалом

Розрахуємо величину зусиль, що діють на бульдозерне устаткування з поворотним відвалом. У процесі заглиблення відвала й одночасному русі вперед по горизонтальній опорній поверхні, базовий трактор опирається на крайню точку відвала, а циліндри розвивають зусилля, що достатнє для перекидання базової машини відносно т. А на рис. 3.1.

Величину горизонтального зусилля P_1 визначимо за такою формулою

$$P_1 = (G_{Б.} - P_2) \cdot \varphi_{max} + v \cdot \sqrt{\frac{G_{Б.}}{g} \cdot c_0}, \quad (3.1)$$

де $G_{Б.}$ - експлуатаційна вага базового трактора з бульдозерним устаткуванням, кН; $G_{Б.} = 462,247$ кН;

P_2 - вертикальна сила, кН;

φ_{max} - коефіцієнт використання зчпної ваги для базового трактора з бульдозерним устаткуванням; $\varphi_{max} = 0,9$;

v - швидкість руху базової машини, м/с; $v = 0,78$ м/с;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

c_0 - сумарна жорсткість перешкоди і системи навісного устаткування, кН/м.

$$c_0 = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}, \quad (3.2)$$

де c_1 - коефіцієнт жорсткості для перешкоди, кН/м; приймаємо перешкоду – камінь у масиві ґрунту, для якого $c_1 = 1,8$ кН/м;

c_2 - коефіцієнт жорсткості для навісного устаткування, кН/м.

$$c_2 = \alpha \cdot G_{Б.М.}, \quad (3.3)$$

де α - коефіцієнт жорсткості для навісного устаткування на 1 кг маси бульдозера; приймаємо $\alpha = 1$;

$G_{Б.М.}$ - вага базової машини, $G_{Б.М.} = 393,577$ кН.

$$c_2 = 1 \cdot 393,577 = 393,577 \text{ кН / м};$$

$$c_0 = \frac{1,8 \cdot 393,577}{1,8 + 393,577} = 1,79 \text{ кН / м}.$$

Визначимо вертикальну силу P_2 за такою формулою

$$P_2 = G_{Б.М.} \cdot \frac{l_A}{l + l_c}, \quad (3.4)$$

де l_A - відстань від т. A до центральної точки (ц.т.) – центра ваги базового трактора, м; $l_A = 1,8$ м (рис. 3.1);

l - відстань між т. A і т. B , м; $l = 3,48$ м (рис. 3.1);

l_c - відстань від т. B до лінії дії сили P_2 , м; $l_c = 3,02$ м.

$$P_2 = 393,577 \cdot \frac{1,8}{3,48 + 3,02} = 108,991 \text{ кН};$$

$$P_1 = (462,247 - 108,991) \cdot 0,9 + 0,78 \cdot \sqrt{\frac{462,247}{9,81} \cdot 1,79} = 325,094 \text{ кН}.$$

Розрахуємо величину бічної сили P_3 за такою формулою

$$P_3 = \frac{G_B - P_2}{2} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{B}{l + l_c}, \quad (3.5)$$

де B - довжина відвала бульдозерного устаткування, м; $B = 5,5$ м.

$$P_3 = \frac{462,247 - 108,991}{2} \cdot 0,9 \cdot \frac{5,5}{3,48 + 3,02} = 134,509 \text{ кН}.$$

Визначимо зусилля в гідроциліндрі $P_{ГЦ}$ бульдозерного устаткування за такою формулою

$$P_{\text{ш}} = \frac{P_1 \cdot m - P_2 \cdot (l + l_C) + G_{P.O.} \cdot l_0}{2r}, \quad (3.6)$$

де m - плече прикладання сили P_1 , $m = 0,8$ м;

$G_{P.O.}$ - вага бульдозерного устаткування, кН; $G_{P.O.} = 68,67$ кН;

l_0 - відстань від ліній дії ваги бульдозерного устаткування до осі упряжного шарніра універсальної рами, м; $l_0 = 4,2$ м.

$$P_{\text{ш}} = \frac{325,094 \cdot 0,8 - 108,991 \cdot 6,5 + 68,67 \cdot 4,2}{2 \cdot 2,98} = -26,838 \text{ кН}.$$

Розрахуємо величини зусиль, що діють на бульдозерне устаткування у процесі виглиблення відвала. При одночасному русі вперед по горизонтальній поверхні трактор опирається на крайню точку відвала, а циліндри продукують зусилля, що є достатнім для перекидання базового гусеничного трактора відносно т. B .

Величину горизонтальної сили P_1 визначимо за такою формулою

$$P_1 = (G_B + P_2) \cdot \varphi_{\text{max}} + v \cdot \sqrt{\frac{G_B}{g} \cdot c_0}. \quad (3.7)$$

Величину горизонтальної сили P_2 визначимо за такою формулою

$$P_2 = - G_{B.M.} \cdot \frac{l_B}{l_C}. \quad (3.8)$$

де l_B - відстань від т. B до центра мас базового трактора, м; $l_B = 1,8$ м.

$$P_2 = - 393,577 \cdot \frac{1,8}{3,02} = -234,582 \text{ кН}.$$

$$P_1 = (462,247 - 234,582) \cdot 0,9 + 0,78 \cdot \sqrt{\frac{462,247}{9,81} \cdot 1,79} = 212,062 \text{ кН}.$$

Величину бокової сили P_3 визначимо за такою формулою

$$P_3 = \frac{G_{Б.М.} + P_2}{2} \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{B}{l_C}. \quad (3.9)$$

$$P_3 = \frac{393,577 - 234,582}{2} \cdot 0,9 \cdot \frac{5,5}{3,02} = 130,302 \text{ кН}.$$

Величину сили в гідроциліндрі $P_{ГЦ}$ визначимо за такою формулою

$$P_{ГЦ} = \frac{P_1 \cdot m + P_2 \cdot (l + l_C) + G_{Р.О.} \cdot l_0}{2r}. \quad (3.10)$$

$$P_{ГЦ} = \frac{212,062 \cdot 0,8 - 234,582 \cdot 6,5 + 68,67 \cdot 4,2}{2 \cdot 2,98} = -175,523 \text{ кН}.$$

Подальші розрахунки плануємо проводити для другого положення, оскільки саме у такому разі в конструкції бульдозерного устаткування з поворотним відвалом виникають найбільші навантаження.

3.2 Розрахунок сил, що діють у шарнірах кріплення універсальної рами бульдозерного устаткування

Складаємо розрахункову схему (рис. 3.2) для розрахунку зовнішніх сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування.

Для цього проводимо координатні осі x і y у площині бульдозерної рами, а вісь z – по нормалі до неї, прийнявши за початок координат точку C_2 . При визначенні зовнішніх сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування, приймаємо припущення, що бокова складова реакції ґрунту на відвал P_3 цілком

припадає на опору C_2 і в цій опорі під дією сили P_3 виникає реакція Y_C . Таке припущення не спричинить значної похибки при визначенні зовнішніх сил. Фактичні значення реакцій Y_{C1} і Y_{C2} визначимо у процесі розрахунку рами як статично невизначеної системи.

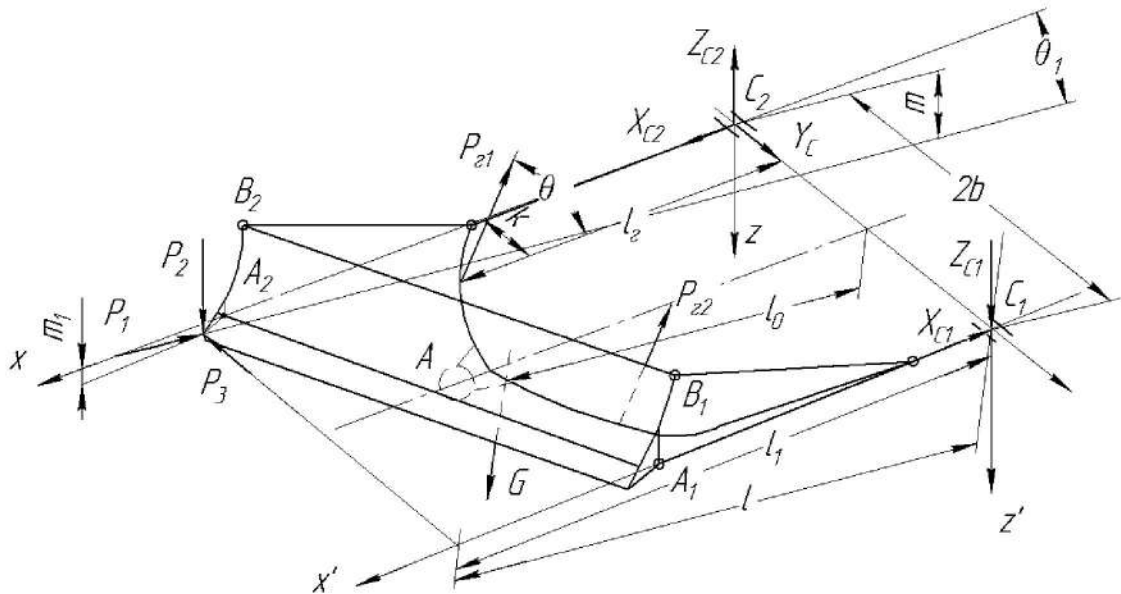


Рисунок 3.2 – Схема зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування

Для розрахунку невідомих реакцій у шарнірі C складемо рівняння рівноваги сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування, тобто $\Sigma M_z = 0$; $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$; $\Sigma M_x = 0$; $\Sigma Z = 0$:

$$\Sigma M_z = -P_3 \cdot l_1 + P_{21} \cdot k \cdot \cos \theta + P_{22} \cdot (2b - k) \cdot \cos \theta - G \cdot b \cdot \sin \theta_1 + X_{C1} \cdot 2b = 0 ; \quad (3.11)$$

$$\Sigma X = -P_1 \cdot \cos \theta_1 + P_2 \cdot \sin \theta_1 + G \cdot \sin \theta_1 - 2P_{21} \cdot \cos \theta - X_{C1} + X_{C2} = 0 ; \quad (3.12)$$

$$\Sigma Y = Y_C - P_3 = 0 ; \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_x = P_3 \cdot m_1 - P_{e1} \cdot \sin \theta \cdot k - P_{e2} \cdot (2b - k) \cdot \sin \theta + \\ + G \cdot b \cdot \cos \theta_1 + Z_{C1} \cdot 2b = 0; \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} \Sigma Z = P_1 \cdot \sin \theta_1 + P_2 \cdot \cos \theta_1 + G \cdot \cos \theta_1 - \\ - 2P_{e1} \cdot \sin \theta - Z_{C2} + Z_{C1} = 0. \end{aligned} \quad (3.15)$$

У процесі розв'язування цих рівнянь, отримаємо:

$$\begin{aligned} X_{C1} = \frac{P_3 \cdot l_1 + G \cdot b \cdot \sin \theta_1 - P_{e1} \cdot k \cdot \cos \theta - P_{e2} \cdot (2b - k) \cdot \cos \theta}{2b} = \\ = (130,302 \cdot 6,4 + 68,67 \cdot 1,8 \cdot \sin 4^\circ) / 3,6 + \\ + (-175,523 \cdot 0,78 \cdot \cos 48^\circ - 175,523 \cdot (3,6 - 0,78) \cdot \cos 48^\circ) / 3,6 = \\ = 47,577 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_{C2} = P_1 \cdot \cos \theta_1 - P_2 \cdot \sin \theta_1 - G \cdot \sin \theta_1 + 2P_{e1} \cdot \cos \theta + X_{C1} = \\ = 212,062 \cdot \cos 4^\circ - 234,582 \cdot \sin 4^\circ - 68,67 \cdot \sin 4^\circ + \\ + 2 \cdot 175,523 \cdot \cos 48^\circ + 47,577 = 472,846 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$Y_C = P_3 = 130,302 \text{ кН};$$

$$\begin{aligned} Z_{C1} = \frac{-P_3 \cdot m_1 - G \cdot b \cdot \cos \theta_1 + P_{e1} \cdot k \cdot \sin \theta + P_{e2} \cdot (2b - k) \cdot \sin \theta}{2b} = \\ = (-130,302 \cdot 0,35 - 68,67 \cdot 1,8 \cdot \cos 4^\circ) / 3,6 + \\ + (175,523 \cdot 0,78 \cdot \sin 48^\circ + 175,523 \cdot (3,6 - 0,78) \cdot \sin 48^\circ) / 3,6 = \\ = 83,519 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{C2} = P_1 \cdot \sin \theta_1 + P_2 \cdot \cos \theta_1 + G \cdot \cos \theta_1 - 2P_{e1} \cdot \sin \theta + Z_{C1} = \\ = 212,062 \cdot \sin 4^\circ + 234,582 \cdot \cos 4^\circ + 68,67 \cdot \cos 4^\circ - \\ - 2 \cdot 175,523 \cdot \sin 48^\circ = 56,428 \text{ кН}. \end{aligned}$$

3.3 Розрахунок сил, що безпосередньо діють на універсальну раму бульдозерного устаткування

На раму діють сили X_{C1} , Z_{C1} , X_{C2} , Z_{C2} і Y_C ; сили X_A , Y_A і Z_A діють в кульовому шарнірі рами A , сили P_{B1} , P_{B2} , P_{E1} і P_{E2} діють в стержнях, сили P_{e1} і P_{e2} діють в гідравлічних циліндрах, а також діє сила тяжіння G_p .

Невідомими є сили в кульовому шарнірі X_A , Y_A і Z_A та сили в стержнях P_{B1} , P_{B2} , P_{E1} и P_{E2} .

Складемо розрахункову схему (рис. 3.3) для розрахунку невідомих сил, котрі діють на універсальну раму бульдозерного устаткування.

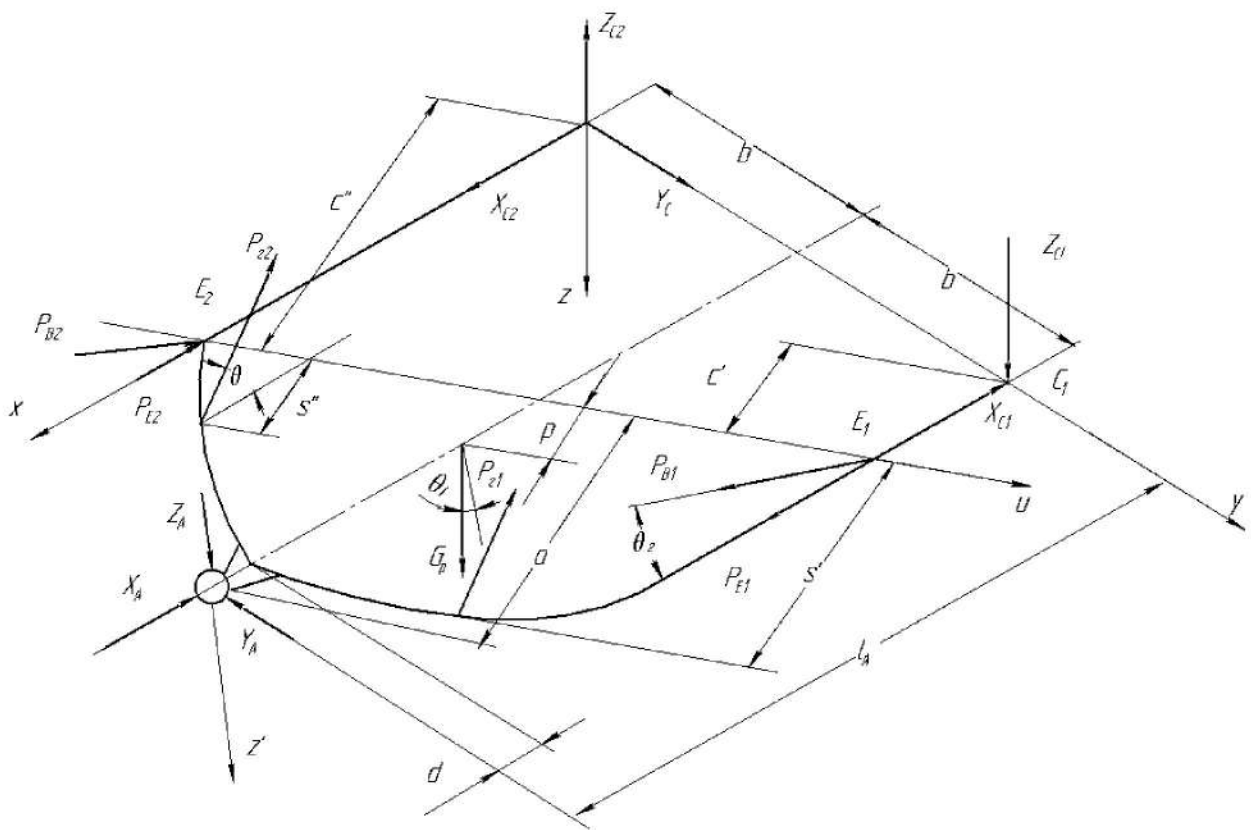


Рисунок 3.3 – Схема для розрахунку сил, що безпосередньо діють на універсальну раму бульдозерного устаткування

Для розрахунку невідомих величин складемо рівняння рівноваги сил, котрі діють на універсальну раму бульдозерного устаткування, тобто $\Sigma M_u = 0$; $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$; $\Sigma M_x = 0$; $\Sigma Z = 0$; $\Sigma M_z = 0$:

$$\begin{aligned} \Sigma M_u = P_{z1} \cdot s' \cdot \sin \theta + P_{z2} \cdot s'' \cdot \sin \theta - \\ - Z_A \cdot a - Z_{C2} \cdot c'' + Z_{C1} \cdot c' - G_p \cdot p \cdot \sin \theta_1 = 0 ; \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_x = (Z_A + G_p \cdot \cos \theta_1) \cdot b - P_{z1} \cdot k \cdot \sin \theta - P_{z2} \cdot (2b - k) \cdot \sin \theta + \\ + Z_{C1} \cdot 2b - P_{B1} \cdot 2b \cdot \sin \theta_2 = 0 ; \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \Sigma Z = Z_A + G_p \cdot \cos \theta_1 + Z_{C1} - Z_{C2} - 2P_z \cdot \sin \theta - \\ - P_{B1} \cdot \sin \theta_2 + P_{B2} \cdot \sin \theta_2 = 0 ; \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\Sigma Y = Y_C - Y_A = 0 ; \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \Sigma X = -P_{B2} \cdot \cos \theta_2 - X_{C1} - 2P_z \cdot \cos \theta - X_A + G_p \cdot \sin \theta_1 - P_{E2} + \\ + P_{E1} + X_{C2} + P_{B1} \cdot \cos \theta_2 - X_A = 0 ; \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_z = -Y_C \cdot l_A + (X_{C1} + X_{C2}) \cdot b - (P_{B1} + P_{B2}) \cdot b \cdot \cos \theta_2 - \\ - (P_{E1} + P_{E2}) \cdot b - P_{z1} \cdot (b - k) \cdot \cos \theta + P_{z2} \cdot (b - k) \cdot \cos \theta = 0 ; \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$P_{E1} = P_{E2} . \quad (3.22)$$

Розв'язуючи зазначені рівняння, отримаємо:

$$Y_A = Y_C = 130,302 \text{ кН} ;$$

$$\begin{aligned} Z_A = \frac{P_{z1} \cdot s' \cdot \sin \theta + P_{z2} \cdot s'' \cdot \sin \theta - Z_{C2} \cdot c'' + Z_{C1} \cdot c' - G_p \cdot p \cdot \sin \theta_1}{a} = \\ = (175,523 \cdot 1,2 \cdot \sin 48^\circ + 175,523 \cdot 0,64 \cdot \sin 48^\circ - 56,428 \cdot 3,24) / 1,7 + \\ + (83,519 \cdot 2,24 - 68,67 \cdot 1,3 \cdot \sin 4^\circ) / 1,7 = \\ = 140,789 \text{ кН} ; \end{aligned}$$

$$P_{B1} = \frac{(Z_A + G_p \cdot \cos \theta_1) \cdot b - P_{e1} \cdot k \cdot \sin \theta - P_{e2} \cdot (2b - k) \cdot \sin \theta + Z_{C1} \cdot 2b}{2b \cdot \sin \theta_2} =$$

$$= \frac{((140,789 + 68,67 \cdot \cos 4^\circ) \cdot 1,8 - 175,523 \cdot 0,64 \cdot \sin 48^\circ) / (3,6 \cdot \sin 12^\circ) + (-175,523 \cdot 2,82 \cdot \sin 48^\circ + 83,519 \cdot 3,6) / (3,6 \cdot \sin 12^\circ)}{2b \cdot \sin \theta_2} =$$

$$= -27,47 \text{ кН};$$

$$P_{B2} = \frac{-Z_A - G_p \cdot \cos \theta_1 + 2P_e \cdot \sin \theta - Z_{C1} + Z_{C2} + P_{B1} \cdot \sin \theta_2}{\sin \theta_2} =$$

$$= \frac{(-140,789 - 68,67 \cdot \cos 4^\circ + 2 \cdot 175,523 \cdot \sin 48^\circ) / \sin 12^\circ + (-83,519 + 56,428 - 27,47 \cdot \sin 12^\circ) / \sin 12^\circ}{\sin \theta_2} =$$

$$= 90,346 \text{ кН};$$

$$P_{E1} = P_{E2} = \frac{-Y_C \cdot l_A + (X_{C1} + X_{C2}) \cdot b - (P_{B1} + P_{B2}) \cdot b \cdot \cos \theta_2}{2b} =$$

$$= \frac{(-130,302 \cdot 4,6 + (47,577 + 472,846) \cdot 1,8) / 3,6 - ((-27,47 + 90,346) \cdot 1,8 \cdot \cos 12^\circ) / 3,6}{2b} =$$

$$= 62,963 \text{ кН};$$

$$X_A = -P_{B2} \cdot \cos \theta_2 - X_{C1} - 2P_e \cdot \cos \theta + G_p \cdot \sin \theta_1 - P_{E2} + P_{E1} +$$

$$+ X_{C2} + P_{B1} \cdot \cos \theta_2 = -90,346 \cdot \cos 12^\circ - 47,577 - 2 \cdot 175,523 \cdot \cos 48^\circ +$$

$$+ 68,67 \cdot \sin 4^\circ + 472,846 - 27,47 \cdot \cos 12^\circ = 79,922 \text{ кН}.$$

У розглянутих рівняннях реакція Y_C в шарнірах C_1 і C_2 входить як сума реакцій Y_{C1} і Y_{C2} , обчислена з умов рівноваги сил, що діють на бульдозерне устаткування в цілому. Тому для розрахунку рами на міцність необхідно визначити сили Y_{C1} і Y_{C2} кожен окремо (рис. 3.4).

Оскільки рівняння статки не дають в повній мірі відповіді на поставлене завдання, то розглянемо раму бульдозера як статично невизначену плоску раму, що шарнірно закріплена у т. C_1 і т. C_2 та завантажена зовнішніми силами, котрі діють в її площині.

Рама бульдозерного устаткування є статично невизначеною системою з

одним надлишковим зв'язком, який обмежує переміщення в площині рами (рис. 3.5 а).

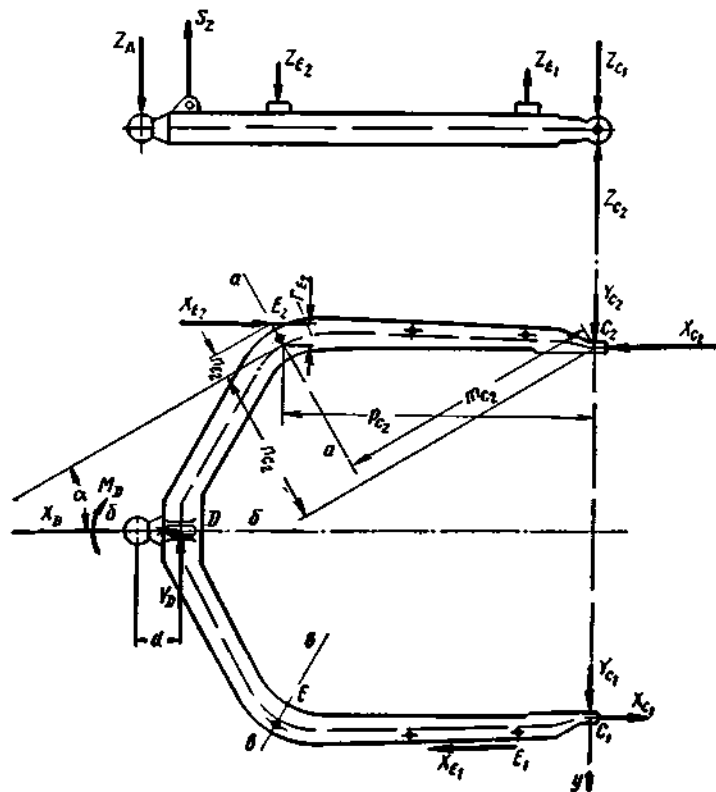


Рисунок 3.4 – Схема для розрахунку рами бульдозерного устаткування на міцність [2]

За надлишковий приймаємо зв'язок, що обмежує переміщення точки C_2 у напрямку осі y . Відкидаючи цей зв'язок і замінюючи його дією невідомої сили Y_{C_2} , отримаємо як основну систему – раму з шарнірною опорою в точці C_1 і рухомою опорою в точці C_2 , навантажену в своїй площині невідомими реакціями Y_{C_1} і Y_{C_2} в опорах, відповідно, C_1 і C_2 , а також такими силами:

$$X_D = X_A + 2P_2 \cdot \cos \theta - G_p \cdot \sin \theta_1 ; \quad (3.23)$$

$$Y_D = Y_A = 130,302 \text{ кН} ; \quad (3.24)$$

$$M_D = Y_A \cdot d ; \quad (3.25)$$

$$X_{E1} = P_{E1} + P_{B1} \cdot \cos \theta_2 ; \quad (3.26)$$

$$X_{E2} = P_{E2} + P_{B2} \cdot \cos \theta_2 ; \quad (3.27)$$

$$X_{C1} = 47,577 \text{ кН} ; \quad X_{C2} = 472,846 \text{ кН} . \quad (3.28)$$

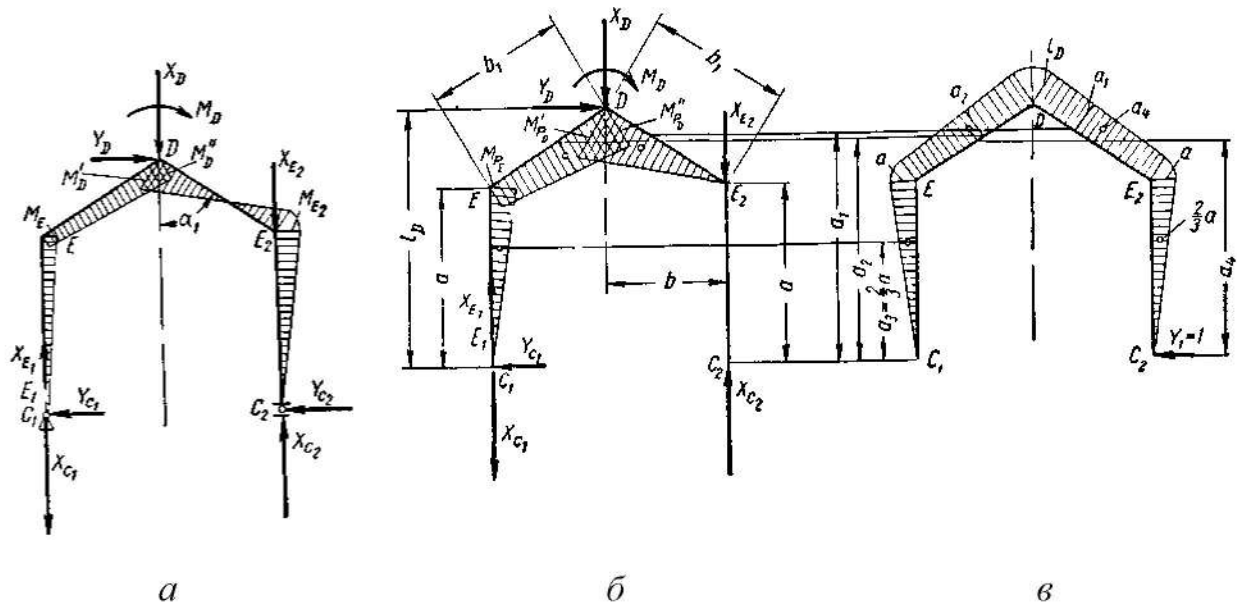


Рисунок 3.5 – Схеми визначення реакцій в опорах рами:

- а) основна система рами та епюра згинальних моментів; б) епюра моментів від зовнішнього навантаження M_p ; в) епюра моментів від одиничної сили \bar{M} [3]

Розв'язавши зазначені рівняння, отримаємо:

$$X_D = 79,922 + 2 \cdot 175,523 \cdot \cos 48^\circ - 68,67 \cdot \sin 4^\circ = 310,027 \text{ кН} ;$$

$$M_D = 130,302 \cdot 0,54 = 70,363 \text{ кН / м} ;$$

$$X_{E1} = 62,963 - 27,47 \cdot \cos 12^\circ = 36,093 \text{ кН} ;$$

$$X_{E2} = 62,963 + 90,346 \cdot \cos 12^\circ = 151,335 \text{ кН} .$$

Складову від ваги рами бульдозерного устаткування, яка являє собою розподілене навантаження, розглянемо при цьому умовно як зосереджену силу $G_p \cdot \sin \theta_1$, що практично не відобразиться на точності проведення розрахунку.

Для розраховування невідомих сил використовуємо умову, що сума переміщень у напрямку віддаленого зв'язку під дією відомих зовнішніх сил (зовнішнього навантаження) і невідомої сили Y_{C_2} дорівнює нулю. Цю умову можна виразити у такій формі

$$\Delta + Y_{C_2} \cdot \delta_1 = 0, \quad (3.29)$$

де Δ - переміщення т. C_2 під дією зовнішнього навантаження;

δ_1 - переміщення під дією одиничної сили $P = 1$, умовно прикладеної замість невідомої сили Y .

Добуток $Y_{C_2} \cdot \delta_1$ виражає величину переміщення точки C_2 під дією зусилля Y_{C_2} .

Переміщення Δ і δ_1 для рами бульдозерного устаткування, жорсткість якої на окремих її ділянках є сталою, можна визначити за такими формулами:

$$\Delta = \sum \frac{1}{E_i \cdot J_i} \cdot \int_{s_i} M_p \bar{M} ds; \quad (3.30)$$

$$\delta_1 = \sum \frac{1}{E_i \cdot J_i} \cdot \int_{s_i} \bar{M}^2 ds, \quad (3.31)$$

де M_p - момент в розглянутому перерізі рами бульдозерного устаткування від дії зовнішніх сил;

\bar{M} - момент від дії одиничного (умовного) завантаження.

Знаходимо згинальні моменти в перерізах рами бульдозерного устаткування від дії зовнішнього завантаження (рис. 3.5 б):

$$M_{Pc2} = M_{PE2} = M_{PE1} = 0 ; \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} M'_{PD} &= (X_{C2} - X_{E2}) \cdot b = \\ &= (472,846 - 151,335) \cdot 1,8 = 578,72 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} M''_{PD} &= (X_{C2} - X_{E2}) \cdot b - M_D = \\ &= 578,72 - 70,363 = 508,357 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} M_{PE} &= (X_{C2} - X_{E2}) \cdot 2b - M_D - X_D \cdot b - Y_D \cdot (l_D - a) = \\ &= (472,846 - 151,335) \cdot 3,6 - 70,363 - 310,027 - \\ &\quad - 130,302 \cdot (4,24 - 3,34) = 656,778 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Знаходимо згинальні моменти в перерізах рами бульдозерного устаткування від дії одиничної сили (рис. 3.5 в):

$$\bar{M}_{C2} = \bar{M}_{C1} = 0 ; \quad (3.36)$$

$$\bar{M}_{E2} = \bar{M}_E = a = 3,34 \text{ кН} \cdot \text{м} ; \quad (3.37)$$

$$\bar{M}_D = l_D = 4,24 \text{ кН} \cdot \text{м} . \quad (3.38)$$

У процесі побудови епюр моментів M_p (рис. 3.5 б) і \bar{M} (рис. 3.5 в) ординати епюр відкладаємо з боку розтягнутого волокна. За додатний напрямок ординат приймемо напрямок усередину рами.

Після цього визначимо площі і розташування центрів мас ділянок епюри M_p і визначимо ординати епюри \bar{M} у перерізах, розташованих під центрами ваги ділянок епюри M_p . Обчислення зручно проводити у табличній формі (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Визначення величини переміщення Δ

Ділянка на рис. 5 б	Площа ω_p епюри M_p	Ордината епюри \bar{M} під центром мас площі ω_p	Значення $\int_{s_i} M_p \bar{M} ds$
$C_2 E_2$	0	–	0
$E_2 D$	$\frac{M'_{PD} \cdot b_1}{2}$	$-a_1$	$-\frac{M'_{PD} \cdot b_1}{2} a_1$
$D E$	$\frac{(M''_{PD} + M_{PE}) \cdot b_1}{2}$	$-a_2$	$-\frac{(M''_{PD} + M_{PE}) \cdot b_1}{2} a_2$
$E C_1$	$\frac{M_{PE} \cdot a}{2}$	$-\frac{2}{3} a$	$-\frac{1}{3} M_{PE} a^2$

Підставивши значення $\int_{s_i} M_p \bar{M} ds$ в рівняння (3.30), отримаємо

$$\begin{aligned} \Delta &= -\frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \frac{M'_{PD} \cdot b_1}{2} \cdot a_1 - \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \frac{(M''_{PD} + M_{PE}) \cdot b_1}{2} \cdot a_2 - \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \frac{M_{PE} a^2}{3} = \\ &= -\frac{1}{E \cdot 29419} \cdot \frac{578,72 \cdot 1,98}{2} \cdot 4,08 - \frac{1}{E \cdot 29419} \cdot \frac{(508,357 + 656,778) \cdot 1,98}{2} \cdot 3,88 - \\ &= -\frac{1}{E \cdot 14315} \cdot \frac{656,778 \cdot 3,34^2}{3} = \frac{-0,019475 - 0,019802 - 0,170608}{E} = -\frac{0,209885}{E}. \end{aligned}$$

Так само визначимо переміщення під дією одиничної сили, але у цьому разі значення площу ділянок братимемо з епюри \bar{M} і множитимемо її на ординати цієї ж епюри, взяті під центрами ваги відповідних площ (табл. 3.2).

Підставляючи значення $\int_{s_i} \bar{M}^2 ds$ в рівняння (3.31), отримаємо

$$\delta_1 = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \frac{2a^3}{3} + \frac{1}{E \cdot J_2} (a + l_D) \cdot b_1 \cdot a_4 =$$

$$= \frac{2 \cdot 3,34^3}{3 \cdot 14315 E} + \frac{(3,34 + 4,24) \cdot 1,98 \cdot 3,54}{29419 E} = \frac{0,003541}{E} .$$

Таблиця 3.2 – Визначення величини переміщення δ_1

Ділянка на рис. 5 в	Площа ω_p епюри \bar{M}_p	Ордината епюри \bar{M} под під центром мас площі $\bar{\omega}$	Значення $\int_{s_i} \bar{M}^2 ds$
C_2E_2	$-\frac{a^2}{2}$	$-\frac{2}{3}a$	$\frac{a^3}{3}$
E_2D	$-\frac{(a+l_D) \cdot b_1}{2}$	$-a_4$	$\frac{(a+l_D) \cdot b_1 \cdot a_4}{2}$
DE	$-\frac{(a+l_D) \cdot b_1}{2}$	$-a_4$	$\frac{(a+l_D) \cdot b_1 \cdot a_4}{2}$
EC_1	$-\frac{a^2}{2}$	$-\frac{2}{3}a$	$\frac{a^3}{3}$

Підставляючи отримані значення Δ і δ_1 в рівняння (3.29) і розв'язуючи його відносно Y_{C_2} , будемо мати

$$Y_{C_2} = -\frac{\Delta}{\delta_1} ; \quad (3.39)$$

$$Y_{C_2} = -\frac{-0,209885 E}{0,003541 E} = 59,273 \text{ кН} .$$

Реакцію Y_{C_1} можна визначити з рівняння проєкцій на вісь y сил, що діють на раму бульдозерного устаткування (рис. 3.4)

$$\Sigma Y = Y_{C_1} + Y_{C_2} - Y_D = 0 ; \quad (3.40)$$

$$Y_{C_1} = Y_D - Y_{C_2} = 130,302 - 59,273 = 71,029 \text{ кН} .$$

Фактична еюра моментів сил, що діють у площині рами бульдозерного устаткування, визначається шляхом додавання еюри M_p до еюри \bar{M} , помноженої на величину Y_{C_2} .

Значення згинальних моментів у перерізах рами бульдозерного устаткування (рис. 5 а) у такому разі становитимуть:

$$M_{E_2} = -Y_{C_2} \cdot a = -59,273 \cdot 3,34 = -197,972 \text{ кН} \cdot \text{м} ; \quad (3.41)$$

$$\begin{aligned} M'_D &= M'_{PD} - Y_{C_2} \cdot l_D = \\ &= 578,72 - 59,273 \cdot 4,24 = 327,402 \text{ кН} \cdot \text{м} ; \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$\begin{aligned} M''_D &= M''_{PD} - Y_{C_2} \cdot l_D = \\ &= 508,357 - 59,273 \cdot 4,24 = 257,039 \text{ кН} \cdot \text{м} ; \end{aligned} \quad (3.43)$$

$$M_E = M_{PE} - Y_{C_2} \cdot a = 656,778 - 197,972 = 458,806 \text{ кН} \cdot \text{м} . \quad (3.44)$$

3.4 Розрахунки рами бульдозерного устаткування на міцність

При визначенні опорних реакцій було визначено величини сил і згинальних моментів, котрі діють у площині рами бульдозерного устаткування. Контур рами при цьому було розглянуто як ламану лінію, що цілком допустимо як для визначення опорних реакцій, а також під час попередніх розрахунків на міцність.

Остаточний розрахунок напружень в перерізах рами будемо проводити з урахуванням фактичної форми рами і кривизни її складових брусів.

Окрім розглянутих вище сил, що діють у площині $x C_2 y$, на раму діють також сили, що є нормальними до її площини (рис. 3.3 і 3.4):

$$Z_A = 140,789 \text{ кН} ; \quad Z_{E1} = P_{B1} \cdot \sin \theta_2 = - 5,711 \text{ кН} ; \quad (3.45)$$

$$Z_{E2} = P_{B2} \cdot \cos \theta_2 = 18,784 \text{ кН} ; \quad Z_{C1} = 83,519 \text{ кН} ; \quad (3.46)$$

$$Z_{C2} = 56,428 \text{ кН} ; \quad S_z = 2P_2 \cdot \sin \theta = 260,878 \text{ кН} . \quad (3.47)$$

На раму бульдозерного устаткування діє також розподілене навантаження від сили тяжіння, яке можна прийmemo рівним

$$q = \frac{G_p \cdot \cos \theta_1}{s_0} = \frac{68,67 \cdot \cos 4^\circ}{10,6} = 6,463 \text{ кН / м} . \quad (3.48)$$

де s_0 - загальна довжина осі стрижнів рами, м.

Під дією зовнішніх сил у перерізах рами бульдозерного устаткування виникають такі зусилля:

- момент M' у площині xO_2y ;
- момент M'' у площині xO_2z ;
- поздовжні сили N , спрямовані по дотичних до осі стержня;
- поперечні сили P ;
- крутний (обертвий) момент M_K .

Формули для розраховування зусиль у перерізах рами бульдозерного устаткування зведено у табл. 3.3.

Вплив поперечних сил у перерізах рами бульдозерного устаткування не враховуємо. Відповідно, небезпечними перерізами рами бульдозерного устаткування є перерізи aa , bb і vv (рис. 3.4).

У цих рівняннях:

- r , l , і m з індексами – це плечі сил відносно відповідних головних осей інерції розглянутого перерізу;
- n з індексами – це плечі сил відносно дотичної до осі бруса в даному перерізі;
- α_x – це кут між віссю x і дотичною до осі бруса в даному перерізі.

Обчислені значення зусиль, що діють в перерізах рами бульдозерного

устаткування для вказаних небезпечних перерізів, зводимо у табл. 3.4.

Таблиця 3.3 – Розраховування зусиль, що діють у перерізах рами бульдозерного устаткування

Ділянка на рис. 3.5	Діючі зусилля			
	M'	M''	N	M_K
$C_1 E_1$	$X_{C1} \cdot r_{C1} + Y_{C1} \cdot l_{C1}$	$Z_{C1} \cdot m_{C1}$	$X_{C1} \cdot \cos \alpha_x - Y_{C1} \cdot \sin \alpha_x$	$Z_{C1} \cdot n_{C1}$
$E_1 D$	$X_{C1} \cdot r_{C1} + Y_{C1} \cdot l_{C1} + X_{E1} \cdot r_{E1}$	$Z_{C1} \cdot m_{C1} - Z_{E1} \cdot m_{E1}$	$(X_{C1} - X_{E1}) \cdot \cos \alpha_x + Y_{C1} \cdot \sin \alpha_x$	$Z_{C1} \cdot n_{C1} - Z_{E1} \cdot n_{E1}$
$D E_2$	$X_{C2} \cdot r_{C2} - Y_{C2} \cdot l_{C2} - X_{E2} \cdot r_{E2}$	$-Z_{C2} \cdot m_{C2} + Z_{E2} \cdot m_{E2}$	$(X_{E2} - X_{C2}) \cdot \cos \alpha_x - Y_{C2} \cdot \sin \alpha_x$	$Z_{C2} \cdot n_{C2} - Z_{E2} \cdot n_{E2}$
$E_2 C_2$	$-X_{C2} \cdot r_{C2} - Y_{C2} \cdot l_{C2}$	$-Z_{C2} \cdot m_{C2}$	$-X_{C2} \cdot \cos \alpha_x - Y_{C2} \cdot \sin \alpha_x$	$Z_{C2} \cdot n_{C2}$

Таблиця 3.4 – Зусилля, що діють у перерізах рами

Ділянка на рис. 3.5	Діючі зусилля			
	M'	M''	N	M_K
$C_1 E_1$	238,122 кН·м	236,108 кН·м	- 0,276 кН	149,583 кН·м
$E_1 D$	448,680 кН·м	161,332 кН·м	71,029 кН	349,670 кН·м
$D E_2$	291,883 кН·м	- 62,086 кН·м	- 59,273 кН	281,975 кН·м
$E_2 C_2$	216,469 кН·м	159,522 кН·м	- 425,152 кН	101,063 кН·м

Нормальні напруження в перерізах знаходимо за такою формулою

$$\sigma = \frac{M''}{W_y} + \frac{M'}{W_z} + \frac{N}{F}, \quad (3.49)$$

де W_y і W_z - моменти опору перерізу рами бульдозерного устаткування відносно осі;

F - площа перерізу рами.

Нормальне напруження у перетині *вв* (рис. 3.4)

$$\sigma = \frac{23610,8}{235} + \frac{23812,2}{290} + \frac{-276}{32500} = 183 \text{ МПа} .$$

Нормальне напруження у перетині *бб* (ділянка $E_1 D$, рис. 3.4)

$$\sigma = \frac{16133,2}{263} + \frac{44868}{358} + \frac{71029}{35500} = 189 \text{ МПа} .$$

Нормальне напруження у перетині *бб* (ділянка $D E_2$, рис. 3.4)

$$\sigma = \frac{-6208,6}{263} + \frac{44868}{358} + \frac{-59273}{35500} = 100 \text{ МПа} .$$

Нормальне напруження у перетині *аа* (ділянка $E_2 C_2$, рис. 3.4)

$$\sigma = \frac{15952,2}{235} + \frac{21646,9}{290} + \frac{-425152}{32500} = 129 \text{ МПа} .$$

Дотичні напруження в перерізах знаходимо за такою формулою

$$\tau = \frac{M_K \cdot \delta}{J_K} , \quad (3.50)$$

де δ - товщина стінки перетину;

J_K - момент інерції кручення перерізу;

Момент інерції кручення перетину визначимо за такою формулою

$$J_K = \frac{4F^2 \cdot \delta}{s} , \quad (3.51)$$

де F - площа, розташована всередині середньої лінії контуру;

δ - товщина стінки контуру;

s - довжина середньої лінії контуру.

Момент інерції кручення перетинів aa і vv

$$J_K = \frac{4 \cdot 1031,25^2 \cdot 2,5}{130} = 81805 \text{ см}^4 .$$

Момент інерції кручення перетину bb

$$J_K = \frac{4 \cdot 1196,25^2 \cdot 2,5}{142} = 100775 \text{ см}^4 .$$

Дотичне напруження у перетині vv

$$\tau = \frac{14958,3 \cdot 2,5}{81805} = 5 \text{ МПа} .$$

Дотичне напруження у перетині bb (ділянка $E_1 D$, рис. 3.4)

$$\tau = \frac{34967 \cdot 2,5}{100775} = 9 \text{ МПа} .$$

Дотичне напруження у перетині bb (ділянка $D E_2$, рис. 3.4)

$$\tau = \frac{28197,5 \cdot 2,5}{100775} = 7 \text{ МПа} .$$

Дотичне напруження у перетині aa

$$\tau = \frac{10106,3 \cdot 2,5}{81805} = 3 \text{ МПа} .$$

Визначивши нормальні та дотичні напруження у вказаних перерізах, знаходимо сумарне напруження в цих перерізах і виконуємо перевірку міцності перерізу за такою формулою

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} < [\sigma] . \quad (3.52)$$

Сумарне напруження у перетині *вв*

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{183^2 + 4 \cdot 5^2} = 184 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа} .$$

Сумарне напруження у перетині *бб* (ділянка $E_1 D$)

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{189^2 + 4 \cdot 9^2} = 200 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа} .$$

Сумарне напруження у перетині *бб* (ділянка $D E_2$)

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{100^2 + 4 \cdot 7^2} = 101 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа} .$$

Сумарне напруження у перетині *аа*

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{129^2 + 4 \cdot 3^2} = 130 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа} .$$

Умову міцності виконано для усіх небезпечних перерізів рами бульдозерного устаткування.

3.5 Розрахунок на міцність деталей бульдозерного устаткування з поворотним відвалом

3.5.1 Розрахунок кронштейна кріплення рами бульдозерного устаткування до базового гусеничного трактора

На кронштейн кріплення рами бульдозерного устаткування до базового гусеничного трактора діє згинальне зусилля R і зусилля розтягу чи стиску R_y .

Зусилля R визначимо за такою формулою

$$R = \sqrt{X_c^2 + Z_c^2} . \quad (3.53)$$

$$R = \sqrt{472,846^2 + 56,428^2} = 476,201 \text{ кН} .$$

$$R_y = Y_c = 59,273 \text{ кН} .$$

Напруження в небезпечному перерізі визначимо за такою формулою

$$\sigma = \frac{R \cdot l}{W} + \frac{R_y}{F} , \quad (3.54)$$

де l - відстань від опори базової машини до лінії дії зусилля R , м; $l = 25,25 \text{ см}$;

W - момент опору перетину, м^3 ; $W = 335,05 \text{ см}^3$;

F - площа перетину, м^2 ; $F = 140,17 \text{ см}^2$.

$$\sigma = \frac{476,201 \cdot 25,25}{335,05} + \frac{59,273}{140,17} \approx 365 \text{ МПа} < [\sigma] = 400 \text{ МПа} .$$

Кронштейн кріпимо болтами до базового гусеничного трактор. Болти розраховуємо на величину зусилля, що визначимо за перекиданням фланця відносно ребра, перпендикулярного до лінії дії сили R , за такою формулою

$$P = \frac{R \cdot l}{r^2} + \frac{R_y}{n}, \quad (3.55)$$

де r - відстань від ребра до осі болта, мм;

n - кількість використаних болтів.

$$P = \frac{476,201 \cdot 252,5}{50^2} + \frac{59,273}{6} = 57,975 \text{ кН}.$$

Напруження, що виникатиме у болтах, визначимо за такою формулою

$$\sigma = \frac{4P}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 57975}{3,14 \cdot 20,75^2} = 172 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа}, \quad (3.56)$$

де d_1 - внутрішній діаметр використаного болта, мм; $d_1 = 20,75$ мм.

3.5.2 Розрахунок шарніра рами бульдозерного устаткування

На кульовий шарнір рами бульдозерного устаткування діють сили X_A , Z_A і Y_A .

Питомий тиск на кульову поверхню визначимо за такою формулою

$$p = \frac{\sqrt{X_A^2 + Z_A^2 + Y_A^2}}{F} = \frac{\sqrt{79,922^2 + 130,302^2 + 140,789^2}}{57199} = \frac{207,816}{57199} = 3,6 \text{ МПа} < [p], \quad (3.57)$$

де F - площа проекції робочої поверхні шарніра.

Згинальний момент у небезпечному перетині з урахуванням можливих сил тертя визначимо за такою формулою

$$M = \sqrt{X_A^2 + Z_A^2 + Y_A^2} \cdot l \cdot \sqrt{1 + f^2}, \quad (3.58)$$

де l - відстань до небезпечного перетину, мм;
 f - коефіцієнт тертя.

$$M = 207,816 \cdot 0,08 \cdot \sqrt{1 + 0,22^2} = 170,229 \text{ кН} \cdot \text{м} .$$

Напруження в небезпечному перетині визначимо за такою формулою

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{X_A}{F} , \quad (3.59)$$

де W - момент опору розрахункового перетину;
 F - площа перетину.

$$\sigma = \frac{170,229}{215,58} + \frac{79,922}{132,665} = 85 \text{ МПа} < [\sigma] .$$

3.5.3 Розрахунок осі кріплення гідравлічного циліндра підймання і опускання рами бульдозерного устаткування

Величина розрахункового згинального моменту

$$M_{зг} = P_{гц} \cdot l / 4 , \quad (3.60)$$

де $P_{гц}$ - сила на штоку гідравлічного циліндра підймання і опускання рами бульдозерного устаткування.

$$M_{зг} = 175,523 \cdot 0,11 / 4 = 4,827 \text{ кН} \cdot \text{м} .$$

Розрахункове згинальне напруження визначимо за такою формулою

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{4,87 \cdot 10^6}{33656,875} = 144 \text{ МПа} < [\sigma] = 230 \text{ МПа} . \quad (3.61)$$

3.6 Технологічний процес виробництва зубчастого колеса

3.6.1 Призначення зубчастого колеса та аналіз його технологічності

Зубчасте колесо наявне у циліндричних редукторах, коробках передач та інших вузлах бульдозерів. Воно сприймає як статичні, так і динамічні навантаження, а під час роботи піддається дії контактних напружень, ударних і циклічних навантажень згинання, які й спричиняють зношування зубців колеса.

Зубчасте колесо габаритами $\varnothing 305 \times 75$ виготовляють зі сталі 35 з вмістом вуглецю 0,35% (ДСТУ 7809:2015). Загалом дана деталь немає нетехнологічних елементів і складників. Усі поверхні зубчастого колеса є доступними для оброблення. При формування отворів можна застосувати багато інструментальну обробку.

Також зубчасте колесо не містить фасонних поверхонь, тому спеціальний інструмент використовувати немає потреби. Найбільш точною поверхнею є центральний отвір (шорсткість R_a 1,6 мкм). Вказану точність можна забезпечити шляхом проведення точіння й подальшого шліфування.

3.6.2 Обґрунтування способу отримання заготовки для зубчастого колеса

Під час вибору заготовки, з якої виготовлятимемо зубчасте колесо, будемо враховувати такі основні фактори як матеріал зубчастого колеса, його конфігурація, розміри, маса, точність виготовлення, фінішна якість поверхні.

Масу зубчастого колеса визначимо за такою формулою

$$M_{заг} = V_{заг} \cdot \rho , \quad (3.62)$$

де $V_{заг}$ - об'єм заготовки зубчастого колеса, $м^3$;

ρ - щільність матеріалу заготовки, $\text{кг}/\text{м}^3$; приймаємо $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Попередньо прийнявши припуски на обробку зовнішньої та внутрішньої поверхні зубчастого колеса рівними 3 мм, об'єм заготовки зубчастого колеса становитиме

$$V_{\text{заг}} = \pi \cdot \left(\frac{D_n}{2}\right)^2 \cdot L_1 + \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \cdot L_2 - \pi \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 \cdot L_3 - \pi \cdot \left(\frac{D_3}{2}\right)^2 \cdot L_4, \quad (3.63)$$

де D_n - зовнішній діаметр заготовки зубчастого колеса, см ;

L_1 - довжина зовнішньої поверхні заготовки зубчастого колеса, см ;

D_1 - діаметр виступів зубчастого колеса, см ;

D_2, D_3 - діаметри внутрішньої поверхні зубчастого колеса, см ;

L_2, L_3, L_4 - довжини внутрішніх порожнин заготовки зубчастого колеса, см .

$$\begin{aligned} V_{\text{заг}} &= 3,14 \cdot \left(\frac{31,1}{2}\right)^2 \cdot 8,1 - 3,14 \cdot \left(\frac{6,0}{2}\right)^2 \cdot 8,1 - \\ &- \left(3,14 \cdot \left(\frac{25,1}{2}\right)^2 \cdot 3,3 - 3,14 \cdot \left(\frac{9,6}{2}\right)^2 \cdot 3,3 \right) \cdot 2 - \\ &4 \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{2,5}{2}\right)^2 \cdot 1 = 5423 \text{ см}^3. \end{aligned}$$

$$m_{\text{заг}} = 5423 \cdot 7,8 = 42300 \text{ г} = 42,3 \text{ кг}.$$

Коефіцієнт використання матеріалу

$$K_{\text{ВМ}} = \frac{m_{\text{д}}}{m_{\text{заг}}}, \quad (3.64)$$

де $m_{\text{заг}}$ - маса заготовки, кг ;

$m_{\text{д}}$ - маса деталі, кг .

$$KBM = \frac{42,3}{47,5} = 0,89.$$

Оскільки $KBM = 0,89 > 0,75$, а отже, в якості заготовки зубчастого колеса використаємо гаряче штампування у відкритих штампах, яке виготовляють серійно.

Для штампування обираємо II клас точності (відповідає нормальній точності), групу сталі М1 (відповідає вуглецевій сталі з вмістом с вуглецю до 0,35%) й ступень складності С1 (при $0,63 < C < 1$ згідно з формулою (3.65) ступень складності відповідає С1)

$$C = \frac{G_n}{G_\phi}, \quad (3.65)$$

де G_ϕ - об'єм простої фігури, у яку вписуємо заготовку зубчастого колеса, $см^3$;

G_n - об'єм поковки, $см^3$.

3.6.3 Маршрутний технологічний процес

Під час розроблення технологічного процесу обґрунтовуємо спосіб оброблення окремих поверхонь заготовки зубчастого колеса, зокрема призначаємо необхідну кількість технологічних переходів, щоб отримати задану якість кожної елементарної поверхні з внесенням отриманих результатів у табл. 3.5

На підставі розроблених технологічних переходів і режимів різання складаємо технологічний маршрут оброблення заготовки зубчастого колеса: 005 Термообробка – нормалізація, 010 – Токарне оброблення чорнове, 015 – Токарне оброблення чистове, 020 – Радіально-свердлильна операція, 025 – Внутрішня шліфувальна операція, 030 – Зубова фрезерна операція, 035 – Зубова шліфувальна операція, 040 – Протяжна операція, 045 – Контрольна операція.

Таблиця 3.5 – Переходи оброблення поверхонь заготовки зубчастого колеса

Поверхня	Потрібна шорсткість поверхні	Найменування переходу (метод оброблення)	Шорсткість поверхні після проведеного оброблення	Квалітет обробленої поверхні
Ø305	6,3 h8	Операція чорного точіння Операція чистового точіння	12,5 3,2	h11 h8
Ø96	6,3 h14	Операція чорного точіння	6,3	H11
Ø260	6,3 h14	Операція чорного точіння	6,3	h11
Ø60	1,6 H7	Операція чорного розточування Операція чистового розточування Шліфування чистове	12,5 2,5 1,6	H11 H8 H7
Ø25	6,3 H14	Свердління	6,3	H13
75	3,2 IT14/2	Підрізання торця Операція чистового точіння	25 1,6	IT14/2 IT14/2
70	3,2 IT14/2	Підрізання торця Операція чистового точіння	25 1,6	IT14/2 IT14/2
25	3,2 Js9	Протягування	1,6	Js9
Ø305	1,25 h8	Нарізання зубів черв'ячною фрезою Шліфування	3,2 1,25	

3.6.4 Схеми базування

Під час вибору технологічних баз плануємо поєднувати технологічну, конструкторську й вимірювальну бази, зокрема застосовуватимемо принцип єдності зазначених баз. Під час оброблення заготовки зубчастого колеса також дотримуватимемось принципу єдності зазначених баз протягом цілого технологічного процесу. Для оброблення заготовки зубчастого колеса застосовуємо вказані схеми базування на визначених операціях.

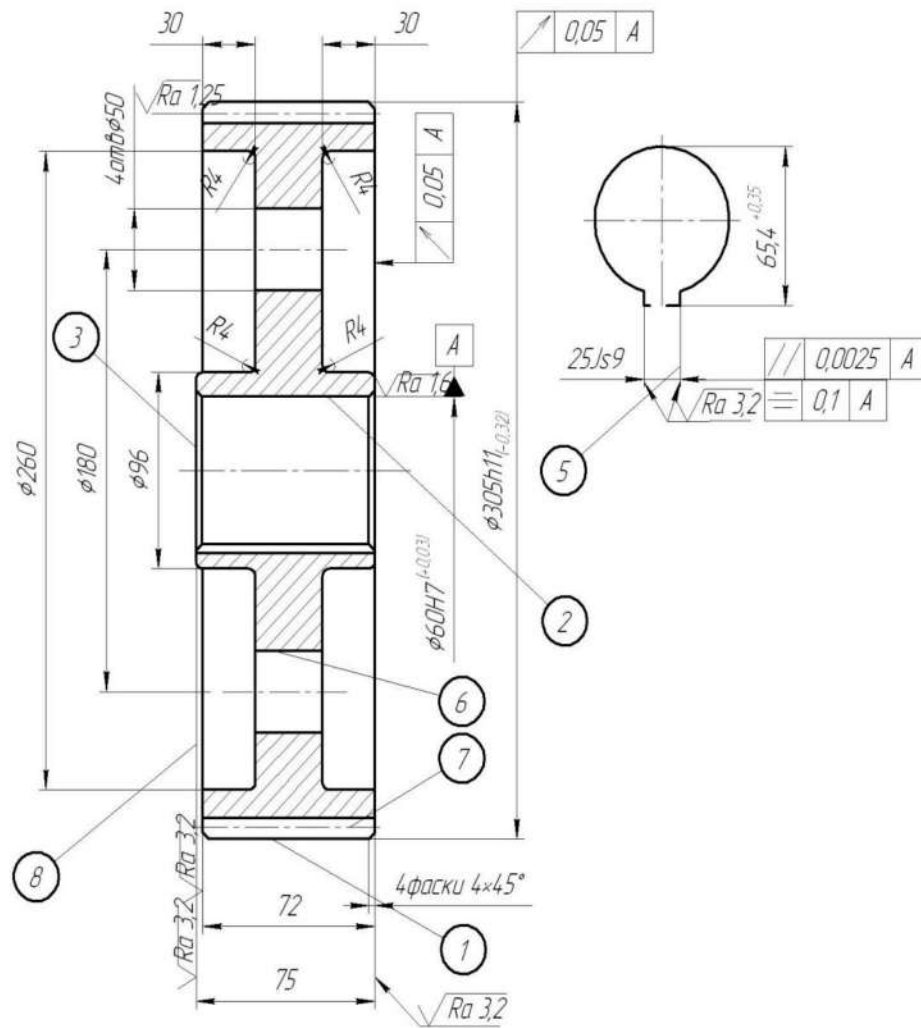


Рисунок 3.6 – Ескіз зубчастого колеса

3.6.5 Припуски на оброблення заготовки зубчастого колеса

Призначаємо припуски на оброблення для заготовок, отриманих штампуванням, а також припуски на механічне оброблення зубчастого колеса відповідно до стандартів, а для кожної зовнішньої і внутрішньої поверхні – припуск величиною 3 мм, який під час оброблення заготовки розбиваємо на проміжні припуски (табл. 3.6).

Таблиця 3.6 – Припуски на механічне оброблення поверхонь

Поверхня	Загальний припуск	Найменування переходу (метод оброблення)	Припуск на перехід
1	2	3	4
$\phi 305$	3	Операція чорнового точіння Операція чистового точіння	1,25 0,5

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4
Ø260	3	Операція чорнового точіння	1,5
Ø96	3	Операція чорнового точіння	1,5
Ø60	3	Операція чорнового розточування Операція чистового розточування Шліфування чистове	1,25 0,45 0,05
75	3	Підрізання торця Операція чорнового точіння	1,25 0,5
70	3	Підрізання торця Операція чистового точіння	1,25 0,5

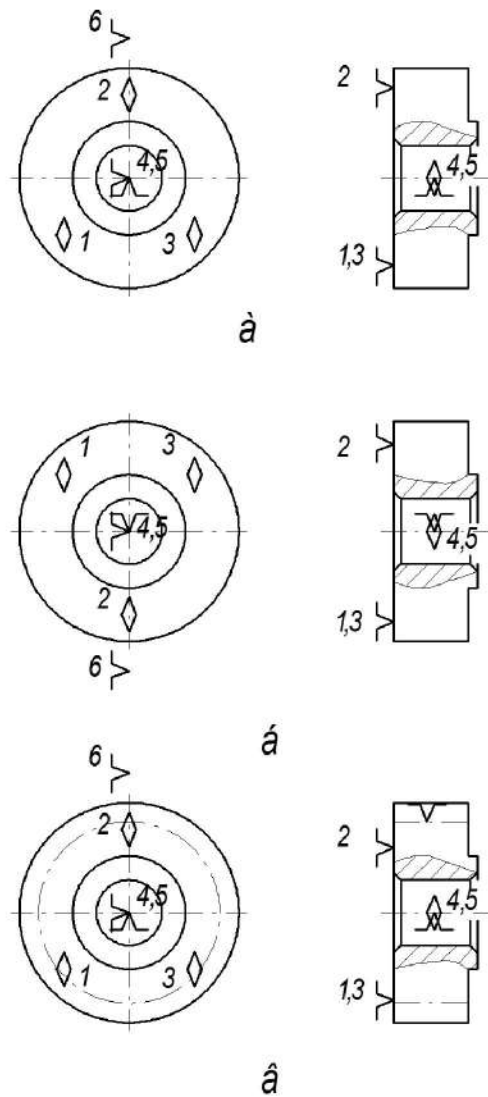


Рисунок 3.7 – Схеми базування заготовки зубчастого колеса для операцій оброблення: *a* – для токарної операції; *б* – для протяжної операції; *в* – для шліфувальної операції

3.6.6 Розроблення операційного технологічного процесу

Найбільші параметри оброблюваної заготовки зубчастого колеса: діаметр / висота / маса – 1250 мм / 1000 мм / 4000 г.

Найбільше переміщення вертикального (револьверного) супорта: горизонтальне / вертикальне – 775 мм / 700 мм. Подача супорта вертикальна / горизонтальна: 5-1800 об/хв / 5-1800 об/хв.

Діаметр / частота обертання планшайби: 1120 мм / 5-250 об/хв.

Потужність електродвигуна головного привода – 30 кВт; маса – 16500 кг; ширина / висота – 2000 мм / 4100 мм.

Для свердління отворів застосуємо вертикально-свердильний верстат (модель 2М58-1) з такими основними характеристиками:

- найбільший діаметр свердління (для сталі) – 100 мм;
 - виліт шпинделя (відстань від осі шпинделя до напрямної станини) – 500 мм;
 - відстань між торцем шпинделя й площиною столу – 370 мм;
 - найбільше горизонтальне переміщення свердильної головки – 2650 мм;
 - найбільше вертикальне переміщення по колоні – 1500 мм;
 - найбільше вертикальне переміщення шпинделя – 630 мм;
 - конус Морзе / кількість швидкостей / частота обертання / подача шпинделя – 6 / 22 / 10-1250 об/хв / 0,063-3,15 мм/об;
 - кількість ступенів / найбільша сила для подачі – 18 / 50 МН;
 - потужність електродвигуна приводу головного руху – 13 кВт;
- габарити: довжина – 4850 мм, ширина – 1850 мм, висота – 4885 мм; маса – 18000 кг;

Для шліфування внутрішніх поверхонь застосовуємо внутрішній шліфувальний верстат моделі 3К228В з такими основними параметрами:

- найбільший діаметр / найбільша довжина при найбільшому діаметрі для встановлення заготовки зубчастого колеса – 560 мм / 200 мм;
- діаметр отворів для шліфування – 50-200 мм;

- найбільший хід стола – 630 мм;
- найбільше налагоджувальне переміщення шліфувальної бабки вперед (від робітника) / назад (на робітника) – 60 мм / 10 мм;
- найбільший кут повороту бабки із заготовкою зубчастого колеса – 30°;
- найбільший діаметр / висота шліфувального круга – 180 мм / 63 мм;
- швидкість руху стола для операцій правки шліфувального круга / шліфування / швидкого поздовжнього переміщення – 0,1-2 мм/хв / 1-7 мм/хв / 10 мм/хв;
- частота обертання шпинделя: внутрішнього шліфування – 4500 об/хв, 6000 об/хв, 9000 об/хв, 12000 об/хв; торцевого шліфувального пристрою – 4000 об/хв, обертання заготовки зубчастого колеса – 100-600 об/хв;
- потужність електричного двигуна шпинделя – 5,5 кВт;
- габарити з приставним устаткуванням: довжина – 4000 мм; ширина – 2300 мм; висота – 1870 мм; маса – 6900 кг.

Для оброблювання шпонкового паза застосовуємо горизонтально-протяжний верстат-напівавтомат 7Б55 для внутрішнього протягування з такими параметрами:

- сила протягування (номінальна) – 100 кН;
- довжина ходу напрямних (найбільша) – 1250 мм;
- габаритні розміри опорної поверхні столу – 450 × 450 мм;
- діаметр отвору в опорній плиті / планшайбі – 160 мм / 125 мм;
- швидкість протяжок: робочий хід – 1,5-11,5 м/хв, зворотне переміщення протяжки – 20-25 м/хв;
- потужність електричного двигуна (головний рух) – 18,5 кВт;
- габарити: довжина – 6340 мм, ширина – 2090 мм, висота – 1910 мм; маса – 5200 кг.

Для нарізання зубів застосовуємо зубовий фрезерний верстат-напівавтомат 5К324А з такими параметрами:

- найбільший діаметр оброблювання заготовки – 500 мм;
- найбільші розміри нарізання зубчастих коліс: модуль – 8 мм; довжина

зуба (прямозубі колеса) – 300 мм; кут нахилу зубів $+60^\circ$; діаметр встановлених фрез – 180 мм;

- відстань від торця стола до осі фрези – 60 мм;
- осьове переміщення фрези (найбільше) – 80 мм;
- частота обертання інструментального шпинделя – 50-310 об/хв;
- величина подачі – 0,14-0,84 мм/об;
- потужність електричного двигуна (головний рух) – 7 кВт;
- габаритні параметри: довжина – 2500 мм; ширина – 1440 мм; висота – 2000 мм; маса – 640 кг.

3.6.7 Вибір інструменту для оброблення заготовки зубчастого колеса

Для оброблювання заготовки зубчастого колеса застосуємо стандартизований та нормалізований інструмент.

Зокрема для виконання токарної операції необхідно:

1. Різець токарний прохідний відігнутий (ДСТУ 18868:2008) із пластинами з твердого сплаву Т5К10.
2. Різець токарний прохідний упорний (ДСТУ 18868:2008) із пластинами з твердого сплаву Т5К10.
3. Різець розточувальний із пластинами з твердого сплаву Т5К10 (ДСТУ 18062:2008).
4. Різець розточувальний упорний (для прямого кріплення й тримання із кутом в плані 90° (ДСТУ 10044:2008).
5. Свердло спіральне, виготовлене зі сталі Р6М5 (швидкорізальна) із хвостовиком конічним (ДСТУ 10903:2008).
6. Протяжка шпоночна, виготовлена зі сталі Р6М5 (швидкорізальна) (ДСТУ 18217:2021).
7. Фреза цільна прецизійна черв'ячного типу (ДСТУ ISO 2490:2007, ДСТУ ISO 4468:2009).
8. Круг шліфувальний тарілчастого типу (ДСТУ 16176:2008).
9. Головка шліфувальна конічного типу EW30×4024A25ACT16KA35

(ДСТУ 2447:2008, ДСТУ ISO 603-6:2019)

На основі розробленого технологічного процесу оброблення заготовки зубчастого колеса вибираємо потрібні пристрої для її закріплення.

При точінні застосуємо патрон самоцентрувальний трикулачковий (ДСТУ 2675:2008).

Для фрезерування зубів зубчастого колеса застосуємо гладку оправку з передбаченим кріпленням заготовки за допомогою гайки. Зазначена оправка має спеціальні центрові отвори для встановлення у центрі верстата й забезпечена повідковим хомутиком.

Для шліфування внутрішніх поверхонь застосуємо патрон мембранний із встановленням заготовки на роликах.

Тип вимірювального інструменту й його характеристики вибираємо, виходячи з форми зубчастого колеса, потрібної точності розмірів, а також технічних вимог до готової деталі й виробничих можливостей.

З метою контролювання розмірів зубчастого колеса застосуємо такі вимірювальні інструменти:

1. Штангенциркуль ШЦ-250П (ДСТУ EN ISO 13385-1:2018).
2. Зубомір з $m = 2-10$ мм (ДСТУ 3231:2008).
3. Мікрометр важільний МРІ-300 з індикатором (ДСТУ 4381:2009).
4. Нутромір індикаторний НІ 50-100-0,01 (ДСТУ 17215:2009).
5. Індикатор годинникового типу ІЧ-10-0,01 (ДСТУ 577:2009).

3.6.8 Розрахунок параметрів для режимів різання

Визначимо параметри для режиму різання при чорновому розточуванні. Приймаємо глибину різання $t = 2,5$ мм, а подачу під час розточування приймемо рівною 0,7 мм. Швидкість різання розрахуємо за формулою

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (3.66)$$

де $C_v = 350$; $m = 0,2$; $x = 0,15$; $y = 0,35$;

S - величина подачі;

T - період стійкості різця, $xв$; $T = 45 xв$;

t - глибина різання;

K_v - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу заготовки та інших факторів на режими різання.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{mv} \cdot K_{uv} , \quad (3.67)$$

де K_{mv} - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу заготовки зубчастого колеса;

K_{mv} - коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні заготовки зубчастого колеса; $K_{mv} = 0,85$;

K_{uv} - коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу інструменту; $K_{uv} = 1$.

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_{\text{тим}}} \right)^{n_v} , \quad (3.68)$$

де K_r - коефіцієнт матеріалу заготовки зубчастого колеса; $K_r = 1$;

$\sigma_{\text{тим}} = 750 \text{ МПа}$;

$n_v = 1,75$.

$$K_{mv} = 1 \cdot \left(\frac{750}{750} \right)^{1,75} = 1;$$

$$K_v = 1 \cdot 0,85 \cdot 1 = 0,85;$$

$$V_p = \frac{305}{45^{0,2} \cdot 2,5^{0,15} \cdot 0,7^{0,35}} \cdot 0,85 = 79,6.$$

За класичною формулою визначимо частоту обертання шпинделя

$$n = \frac{1000 V}{\pi \cdot D} . \quad (3.69)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 79}{3,14 \cdot 60} = 419 \text{ об/хв.}$$

Прийmemo найближче значення частоти обертання, що є в коробці швидкостей вищевказаного верстата, тобто $n = 350 \text{ об/хв.}$ У такому разі фактична швидкість різання складе

$$V_{\phi} = \pi \cdot D \cdot n = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 350 = 66 \text{ м/хв.} . \quad (3.70)$$

Визначимо режими різання для операції чистового точіння. Для глибини різання $0,45 \text{ мм}$ величина подачі з урахуванням потрібної якості отримуваної поверхні складе $0,15 \text{ мм/об}$, а швидкість різання буде рівною

$$V_{p\phi} = \frac{C_v \cdot 0,9 e^{i\theta}}{T_m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v . \quad (3.71)$$

$$V_{p\phi} = \frac{305 \cdot 0,9}{45^{0,2} \cdot 0,5^{0,15} \cdot 0,15^{0,35}} \cdot 0,85 = 161,6 \text{ м/хв.}$$

Кількість обертів відповідно до формули (3.69)

$$n = \frac{1000 \cdot 161,6}{3,14 \cdot 305} = 168 \text{ об/хв.}$$

Прийmemo найближче менше значення частоти обертання шпинделя, що можна зреалізувати на вищевказаному верстаті $n = 150 \text{ об/хв.}$ Тоді фактична швидкість різання буде рівна

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 305 \cdot 150}{1000} = 143 \text{ м/хв.}$$

Згідно з нормативами обґрунтуємо режими різання для операції внутрішнього шліфування. Ефективна потужність шліфування периферією шліфувального круга тоді складе

$$N = C_N \cdot V_s \cdot t^x \cdot S^y \cdot D^u. \quad (3.72)$$

Приймаємо, виходячи з конструкційних і технологічних міркувань, $C_N = 0,36$; $r = 0,35$; $x = 0,4$; $y = 0,4$; $u = 0,3$.

$$N = 0,36 \cdot 40^{0,35} \cdot 0,05^{0,4} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 90^{0,3} = 1,32 \text{ кВт.}$$

Технологічні параметри режимів оброблення заготовки зубчастого колеса:

- швидкість шліфувального круга $V_k = 30-35 \text{ м/с}$;
- швидкість заготовки зубчастого колеса $V_s = 20-40 \text{ м/хв}$;
- глибина шліфування $t = 0,05 \text{ мм}$;
- поздовжня подача $S = 0,4-0,7 \text{ мм/об}$;

Обґрунтуємо режими різання при нарізанні зубів черв'ячною фрезою. Швидкість різання на цій операції становитиме

$$V = \frac{C_v \cdot D_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y \cdot B^u \cdot Z^p} \cdot K_v, \quad (3.73)$$

де $K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}$;

Приймаємо $K_{mv} = 0,85$; $K_{uv} = 1$.

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{\sigma_e} \right)^{K_\sigma} = 1. \quad (3.74)$$

Приймаємо: $K_f = 1 \cdot 0,85 \cdot 1 = 0,85$;

B - параметр зрізаного шару; $B = 3,5$ мм;

Z - кількість зубців фрези;

S_z - подача на зубець фрези;

D - діаметр фрези;

згідно з довідковими даними: $C_v = 390$; $x = 0,19$; $y = 0,28$; $U = -0,05$; $P = 0,1$;

$m = 0,33$; $q = 0,17$; $T = 150$ хв.

$$V = \frac{390 \cdot 0,16^{0,17}}{150^{0,33} \cdot 2^{0,19} \cdot 0,1^{0,28} \cdot 3,5^{0,05} \cdot 12^{0,1}} \cdot 0,85 = 44,8 \text{ м / хв}.$$

Колова сила різання

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{mp}. \quad (3.75)$$

Приймаємо $C_p = 101$; $x = 0,88$; $y = 0,75$; частота обертання фрези $n = 250$ об/хв

$$P_z = \frac{10 \cdot 101 \cdot 2^{0,88} \cdot 0,035 \cdot 12 \cdot 0,1^{0,75}}{0,16^{0,87} \cdot 250^0} \cdot 1 = 68,4 \text{ Н}.$$

Крутний момент на шпинделі

$$M_{кр} = \frac{P_z \cdot D}{2 \cdot 100}. \quad (3.76)$$

$$M_{кр} = \frac{68,4 \cdot 160}{2 \cdot 100} = 54,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Потужність різання (ефективна)

$$N_c = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \quad (3.77)$$

$$N_c = \frac{68,4 \cdot 44,8}{1020 \cdot 60} = 0,5 \text{ кВт.}$$

3.6.9 Нормування технологічного процесу виготовлення зубчастого колеса

Для обґрунтування продуктивності операції виготовлення зубчастого колеса необхідно провести нормування технологічного процесу.

Технічно обґрунтовані норми часу на вказану операцію розраховуємо, виходячи з оптимальних режимів різання, а також комплексного використання технологічних можливостей застосовуваних верстатів і пристосувань.

Для одиничному і серійного виробництва визначають норму штучного калькуляційного часу

$$t_{ш-к} = t_{ш} + t_{пз} / n, \quad (3.78)$$

де $t_{ш}$ - так званий “штучний час”, хв;

$t_{пз}$ - підготовчо-заключний час (враховують лише для виробництва серійних партій), хв;

n - кількість заготовок у партії.

Штучний час

$$t_{ш} = t_{оп} + t_{обсл} + t_{відп}, \quad (3.79)$$

де $t_{оп}$ - оперативний час, хв;

$t_{обсл}$ - тривалість обслуговування робочого місця, хв;

$t_{відп}$ - тривалість відпочинку (приймають за зміну біля 2% її тривалості,

для одиничної деталі можна прийняти 5% від $t_{оп}$), *хв.*

Оперативний час

$$t_{оп} = t_o + t_d, \quad (3.80)$$

де t_o - тривалість основного часу, *хв.*;

t_d - тривалість допоміжного часу, *хв.*

Тривалість допоміжного часу на кожен перехід приймемо в межах 2-5 *хв* залежно від складності виконання операції.

Для токарної операції тривалість основного часу розраховуємо за переходами обробки на підставі встановлених раніше режимів різання. Кількість переходів обробки для цієї операції становить 8. Отже, сумарна тривалість основного часу дорівнюватиме сумі основного часу за цими переходами

$$T_o = \sum_{i=1}^n T_{oi}. \quad (3.81)$$

Наприклад, для переходу точіння поверхні $\varnothing 305$ завдовжки 70 *мм*

$$t_o = \frac{l \cdot i}{n \cdot S_o} = \frac{70,0 \cdot 1}{120 \cdot 0,4} = 1,458 \text{ хв}, \quad (3.82)$$

де l - розрахункова довжина робочого ходу інструменту, *мм*;

i - кількість проходів.

Для решти переходів тривалість основного часу визначаємо аналогічним чином

$$T_o = 14,54 \text{ хв}.$$

Тривалість допоміжного часу для кожного переходу приймаємо рівною 0,8 хв.

Таким чином, сумарний оперативний час складе

$$t_{оп} = 14,54 + 0,8 \cdot 8 = 20,94 \text{ хв.}$$

Штучно-калькуляційний час для виконання операції

$$t_{ш-к} = 24,3 \text{ хв.}$$

Для операції чистового точіння визначаємо тривалість переходів й виконуємо нормування аналогічним чином

$$t_{ш-к} = 10,3 \text{ хв.}$$

Визначимо часові параметри виконання радіально-свердильної операції.

Для свердління 6 отворів $\varnothing 25$ основний час розрахуємо за таким виразом

$$t_o = \frac{l \cdot i}{n \cdot S_o} \cdot N_{oms} = \frac{16}{500 \cdot 0,15} \cdot 6 = 2,58 \text{ хв.}$$

Для свердління 6 отворів $\varnothing 8,5$ основний час розрахуємо за таким виразом

$$t_o = \frac{l \cdot i}{n \cdot S_o} \cdot N_{oms} = \frac{30}{500 \cdot 0,1} \cdot 6 = 3,6 \text{ хв.}$$

Для нарізання різьби мітчиком основний час розрахуємо за таким виразом

$$t_o = \frac{l \cdot i}{n \cdot S_o} \cdot N_{oms} = \frac{20}{100 \cdot 1,5} \cdot 6 = 0,8 \text{ хв.}$$

Тривалість допоміжного часу для переходів приймаємо рівною 0,8 хв. Тоді

$$t_{Ш-К} = 35,28 \text{ хв.}$$

Для зубофрезерної операції тривалість основного часу розрахуємо за таким виразом

$$\left. \begin{aligned} t_o &= \frac{L \cdot i}{n_{2x} \cdot S_{2x}}; \\ L &= \pi \cdot m \cdot z \cdot 1,1. \end{aligned} \right\} \quad (3.83)$$

$$t_o = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot i \cdot 1,1}{n_{2x} \cdot S_{2x}} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 40 \cdot 1,1}{450 \cdot 0,2} = 25,12 \text{ хв.}$$

Тривалість допоміжного часу для переходів приймаємо рівною 0,8 хв. Тоді сумарний оперативний час виконання операції складе

$$t_{оп} = 25,12 + 0,8 = 25,92 \text{ хв.}$$

Штучно-калькуляційний час для виконання операції

$$t_{Ш-К} = 27,6 \text{ хв.}$$

Аналогічно визначимо штучно-калькуляційний час для операцій протягування і шліфування. Загальна тривалість оброблення зубчастого колеса складе

$$T_{Ш-К} = 24,3 + 10,3 + 35,28 + 27,6 = 97,48 \text{ хв.}$$

ВИСНОВКИ

1 У даній кваліфікаційній роботі спроектовано бульдозерне устаткування із поворотним відвалом для пошарового зрізання, переміщення та розрівнювання ґрунтів з довжиною робочого органа 5,5 м і його висотою 1,4 м на базі трактора Dressta TD-40 XP.

2 У процесі проєктування визначено технологічні аспекти роботи бульдозера, проаналізовано основні правила безпеки праці під час експлуатації бульдозерного устаткування з поворотним відвалом, проведено тяговий розрахунок, обґрунтовано номінальну продуктивність технологічного обладнання.

3 Працездатність бульдозерного устаткування із поворотним відвалом визначено, виходячи з тягового розрахунку. Загальна умова працездатності $T_{зч} > T_N > W_{заг}$ виконується, а саме $416,022 \text{ кН} > 325,846 \text{ кН} > 325,277 \text{ кН}$. Також проведено розрахунок на міцність робочого устаткування бульдозера, його складових вузлів та окремих деталей, зокрема рами, кронштейна кріплення, шарніра, осі кріплення гідравлічного циліндра тощо. Для цього обрано розрахункові положення бульдозерного устаткування з поворотним відвалом із урахуванням схем силових факторів, що діють на нього у процесі роботи.

4 Проведено розрахунок сил, що діють на робоче бульдозерне устаткування, зокрема на шарніри кріплення універсальної рами. Раму бульдозера розглянуто як статично невизначену плоску конструкцію, що шарнірно закріплена у опорних точках й завантажена зовнішніми силами, котрі діють в її площині. Для розкриття статичної невизначеності системи й знаходження невідомої надлишкової сили у цій системі, де в'язь обмежує вільну деформацію, застосовано рівняння сумісності деформацій методу сил.

5 Обґрунтовано параметри технологічного процесу виробництва зубчастого колеса, яке наявне у циліндричному редукторі, коробці передач та інших вузлах бульдозера й сприймає як статичні, так і динамічні навантаження, а під час роботи піддається дії контактних напружень, ударних і циклічних

навантажень згинання, які й спричиняють його зношування. Визначено вимоги щодо заготовки для зубчастого колеса, характеристики маршрутного й операційного технологічних процесів, схеми базування, припуски на механічне оброблення, вибрано стандартизований та нормалізований оброблюваний інструмент.

6 У процесі проєктування бульдозерного устаткування із поворотним відвалом отримано навички конструювання машини спеціального призначення, вивчено різні підходи і способи проведення розрахунків з їх застосуванням на практиці.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1 ТОВ “УКР-СПЕЦТЕХ”. Офіційний дилер Dressta в Україні [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Київ. – Режим доступу: <https://dressta-ukraine.com.ua/ua/>, вільний (24.10.25). – Назва з екрану. – Мова укр.

2 Онопрієнко О. Д., Дем’яненко А. Г. Розрахунок статично невизначених рам методом сил / Дніпровський державний аграрно-економічний ун-т. – Дніпро: ДДАЕУ, 2021. – 76 с.

3 Кравець А. М., Кравець В. Г., Орел В. М. Вивчення конструкції та дослідження параметрів робочого процесу землерийно-транспортних машин: методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Будівельна техніка” / Українська державна академія залізничного транспорту. – Х., 2012. – 34 с.

4 ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 Система стандартів безпеки праці. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об’єктів будівництва [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – К., 2007. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0117661-07#Text>, вільний (04.11.25). – Назва з екрану. – Мова укр.

5 НПАОП 0.00-1.04-07. Правила вибору та застосування засобів індивідуального захисту органів дихання [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – К., 2007. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/card/en/z0285-08>, вільний (04.11.25). – Назва з екрану. – Мова укр.

6 ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги [Текст]. – Чинний від 2017-07-01. – К.: УкрНДНЦ, 2017. – III. – 7 с. (Національний стандарт України).

7 ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – К., 1999. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text>, вільний (04.11.25). – Назва з екрану. – Мова укр.

8 Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В., Назаров Л. В., Скоблюк М. П., Нікітін В. Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л. А. та проф. Кравця С. В. – Рівне-Дніпропетровськ-Харків, 2010. – 867 с.

9 Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин / І. Г. Кириченко, Л. В. Назаров, В. В. Нічке та ін. – Харків, 2003. – 588 с.

10 Машини для земляних робіт: Підручник / В. Л. Баладінський, О. П. Гаркавенко, С. В. Кравець та ін. – Рівне: РДТУ, 1999. – 288 с.

11 Муравйова І. О. Будівельна техніка. Машини для земляних робіт: Метод. вказівки до виконання курсової роботи для студентів спеціальності “Галузеве машинобудування”. – Одеса: ОДАБА, 2021. – 63 с.

12 Сичевський М. І. Інженерна та спеціальна техніка для ліквідації надзвичайних ситуацій. Частина 2. Навч. посібник. – Львів: ЛДУ БЖД, 2015 – 221 с.

13 Технологія будівельного виробництва. Методичні вказівки до курсової роботи “Проектування виробництва земляних робіт” / Укл.: Г. А. Попов, І. О. Скриннік, В. В. Яцун, В. А. Настоящий, О. В. Лізунков. – Кропивницький: ЦНТУ, 2018. – 63 с.

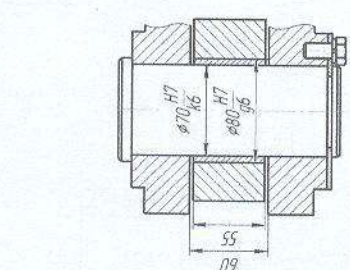
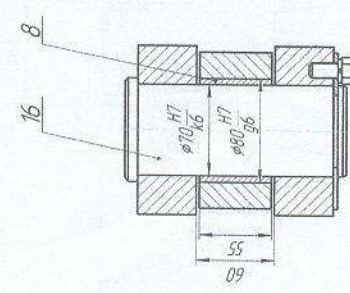
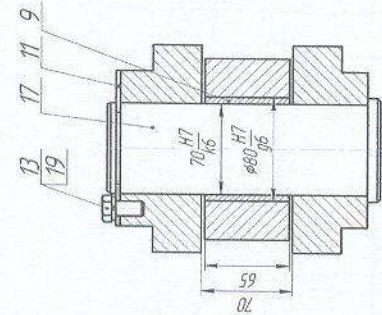
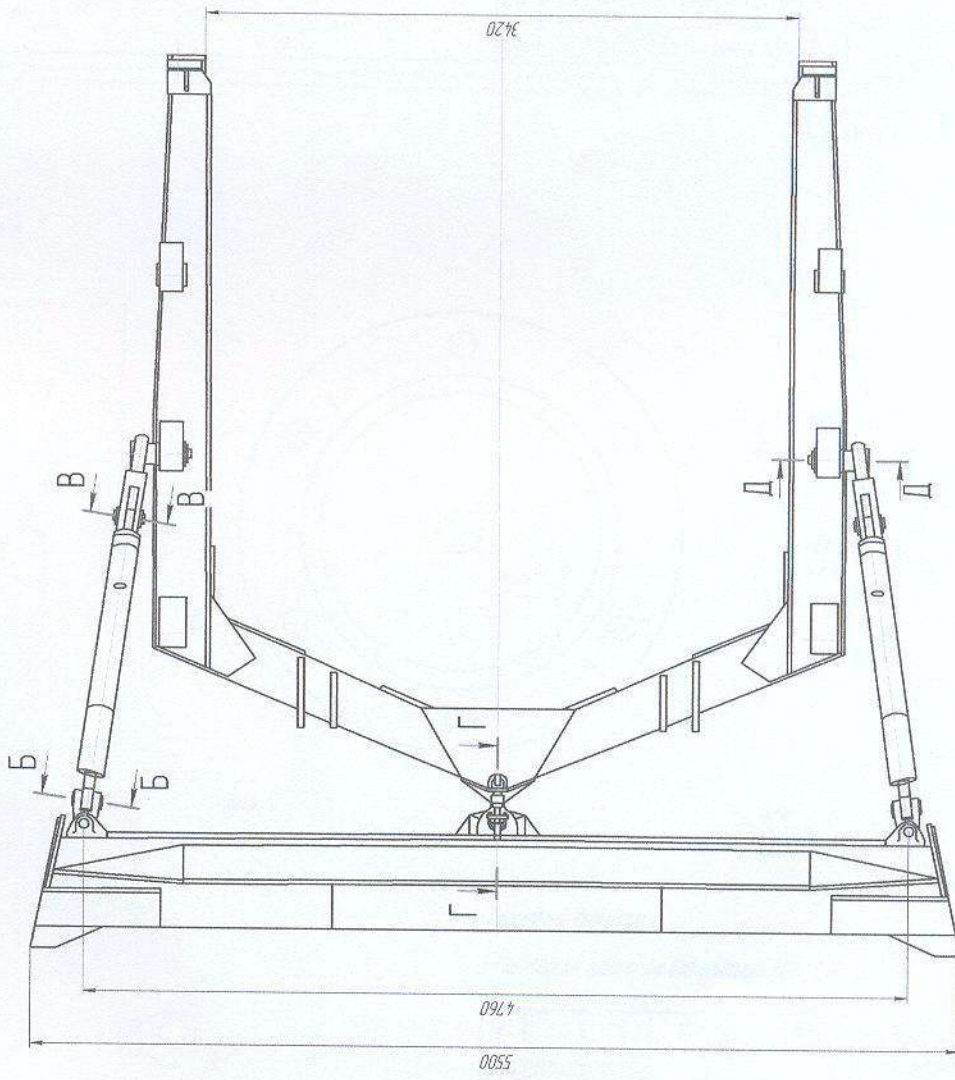
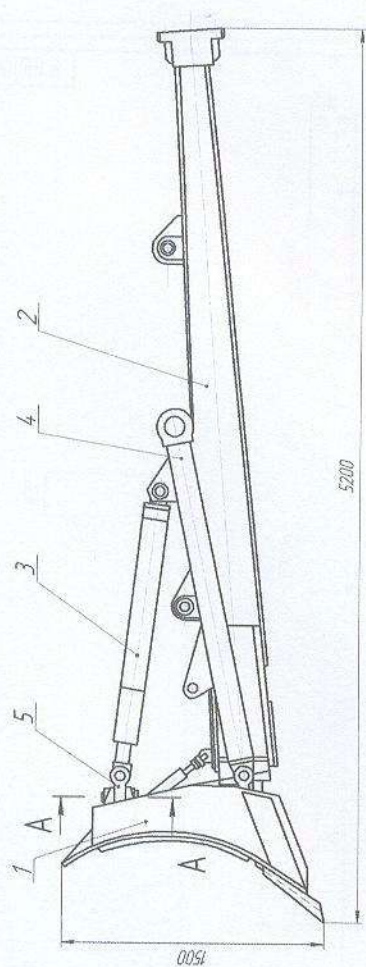
14 Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки: Підручник. – К.: Ліра-К, 2017. – 376 с.

15 Ковалевський С. Г., Хачатурян С. Л., Щербак О. В. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник. Частина І. – Кропивницький: ЦНТУ, 2025. – 61 с.

16 Гурей К. М. Дорожньо-будівельні машини: Навч. посібник. – Львів: Кальварія, 2007. – 444 с.

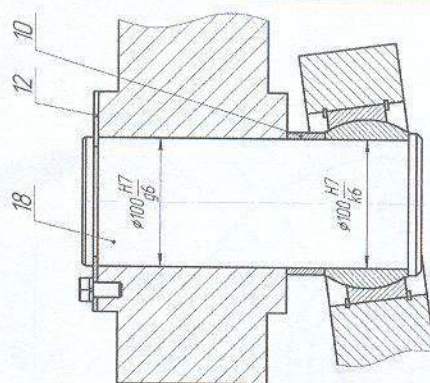
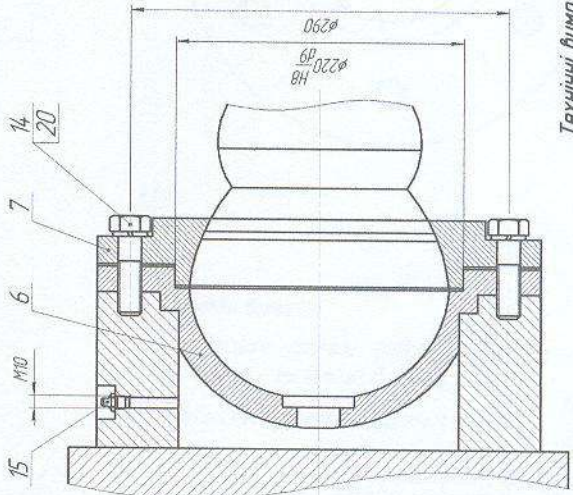
17 Машини і обладнання для будівництва, утримання і ремонту доріг: Навч. посібник / А. В. Фомін, О. О. Костенюк, О. А. Тетерятник, Г. І. Боковня. – К. : КНУБА, 2005. – 126 с.

ДОДАТКИ



Г-Г (1:1)

Д-Д (1:1)



Технічні вимоги:

- 1 Недокзани граничні відхилення Н14, h14, ± 2
- 2 Шарнір рачи запобігти масляму содолл синтетичний DN 51502 К 2/3 С-25.

КР.133.03.Г.М.Р.16.03.02.00.0000.СК	
№	Вид
1	1000
2	10
Робоче відділення	
Устаткування	
Модельне креслення	
ар. Н-6 м	
НТУУ Україна	

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<i>Документація</i>		
A4			KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка	1	
A1			KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.000.СК	Бульдозер з поворотним відвалом	1	
				<i>Складальні одиниці</i>		
A1	1		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.000.СК	Робоче бульдозерне устаткування	1	
				<i>Деталі</i>		
A2	2		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.001	Кронштейн	2	
A3	3		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.002	Кришка	2	
A3	4		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.003	Втулка кульова	2	
	5		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.004	Втулка	2	
	6		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.005	Втулка	4	
	7		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.006	Шайба тарцева	2	
	8		KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.007	Тримач осі	2	
				<i>Стандартні вироби</i>		
		9		Болт M12x1,25-6gx25 ДСТУ EN ISO 4017:2022	6	
		10		Болт M20x1,25-6gx170 ДСТУ EN ISO 4017:2022	8	
		11		Болт M24x1,25-6gx80 ДСТУ EN ISO 4017:2022	12	
		12		Гайка M20 ДСТУ ISO 8673:2007	8	
		13		Вісь 7-70x160 ДСТУ ISO2341B	2	
		14		Шайба 12 Н DIN 127	6	
		15		Шайба 20 Н DIN 7980	8	
		16		Шайба 24 Н DIN 7980	12	
				<i>Інші вироби</i>		
		17		Трактор Dressta TD-40 XP	1	

KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.000.СК							
Зм.	Арк.	№ Докум.	Підпис	Дата	Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив		Михаляк Б. З.		05.12.25			
Консульт.					зр. ІН-61М НЛТУ України		
Керівник		Рудько І.М.		05.12.25			
Рецензент							
Затвердив							

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
A4			KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка	1	
A1			KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.000.СК	Робоче бульдозерне устаткування	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.001	Відвал	1	
		2	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.002	Рама	1	
		3	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.003	Разкіс	2	
		4	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.004	Разкіс горизонтальний	2	
				<u>Деталі</u>		
A3		5	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.005	Провушина поворотна	4	
A2		6	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.006	Кришка	1	
A3		7	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.007	Кришка	1	
		8	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.008	Втулка	6	
		9	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.009	Втулка	4	
		10	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.010	Втулка	2	
		11	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.011	Тримач осі	10	
		12	KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.01.01.012	Тримач осі	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		13		Болт M12x1,25-6gx20 ДСТУ EN ISO 4017:2022	12	
		14		Болт M24x1,25-6gx60 ДСТУ EN ISO 4017:2022	6	
		15		Маслянка 1,2Ц6 DIN 71412С	1	
		16		Вісь 7-70 x 160 ДСТУ ISO2341В	6	
		17		Вісь 7-70 x 200 ДСТУ ISO2341В	4	
		18		Вісь 7-100 x 250 ДСТУ ISO2341В	2	

KP.133.03.ГМ.МР.1.6.03.02.00.000

Зм.	Арк.	№ Докум.	Підпис	Дата
Розробив		Михалюк Б. З.		05.12.25
Консульт.				
Керівник		Рудько І. М.		05.12.25
Рецензент				
Завердив				

Робоче бульдозерне
устаткування

Літера	Аркуш	Аркушів
н	1	1

зр. ІН-61М
НЛТУ України

	19	Шаўда 12 H DIN 127	12
	20	Шаўда 24 H DIN 127	6

					<i>КР.133.03.ГМ.МР.1.6.03.02.00.000</i>	Арк
Зм.	Арк.	№ Докум.	Підпис	Дата		88