

ЖИТОМИРСЬКИЙ АГРОТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ

(повне найменування вищого навчального закладу)

ВІДДІЛЕННЯ «АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

ЦИКЛОВА КОМІСІЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ДИСЦИПЛІН СПЕЦІАЛЬНОСТІ

«АГРОІНЖЕНЕРІЯ»

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи (дипломного проєкту)

фаховий молодший бакалавр

(освітньо-професійний ступінь)

на тему: «Використання техніки при виконанні транспортних робіт з
удосконаленням тягово-зчіпного пристрою задньої навіски трактора»

Виконав: студент IV курсу, групи Ai-44

Галузь знань 20 «Аграрні науки і
продовольство»

спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Коваль В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Довбиш А.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Поліщук О.С.

(прізвище та ініціали)

м. Житомир – 2024 року

«Використання техніки при виконанні транспортних робіт з удосконаленням тягово-зчіпного пристрою задньої навіски трактора»

АНОТАЦІЯ

Дипломний проєкт має 35 аркушів пояснювальної записки формату А4., 5 розд., 13 рис., 8 табл., 7 літературних джерел та 4 аркуші формату А1.

Ключові слова: ТРАКТОР, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ТЯГОВО-ЗЧІПНИЙ ПРИСТРІЙ, ТРАНСПОРТНІ РОБОТИ, ТЕРМІН ОКУПНОСТІ.

Об'єктом досліджень є технологія виконання механізованих робіт та агрегати, які беруть участь.

Метою дипломного проєкту є збільшення ефективності проведення механізованих робіт при проведенні тракторних транспортних робіт за рахунок удосконалення тягово-зчіпного пристрою трактора МТЗ-80.

В процесі дипломного проектування були проведені теоретичні та експериментальні дослідження залежності продуктивності трактора від вдосконаленого тягово-зчіпного пристосування.

Під час виконання дипломного проєкту було модернізовано тягово-зчіпний пристрій, змінено проведення механізованих робіт при виконанні тракторно-транспортних операцій, що дало можливість підвищити продуктивність МТА, зменшити затрати пального та зменшити затрати праці.

Головні конструктивні та техніко-експлуатативні показники: висока якість виконання робіт при підвищенні продуктивності і зменшення затрат праці й пального.

Ефективність запропонованого проведення механізованих робіт фіксується підвищеною продуктивністю, низькими затратами палива та праці, а також зменшенням щільності механізованих робіт застосовуючи тягово-зчіпного пристрою.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
1 ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	
1.1 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних універсально-просапних тракторів.....	
1.2 Довантаження задніх коліс трактора при роботі з причіпами.....	
2 ОПЕРАЦІЙНА ЧАСТИНА.....	
2.1 Комплектування агрегату.....	
2.2 Підготовка агрегату до роботи.....	
2.3 Підготовка поля.....	
2.4 Робота агрегату в полі.....	
2.5 Технологічне обслуговування.....	
2.6 Контроль якості роботи.....	
3 КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА.....	
3.1 Патентний пошук і вибір схеми тягово-зчіпного пристрою.....	
3.2 Конструкція тягово-дозавантажувачого пристрою.....	
3.3 Розрахунок основних елементів тягово-дозавантажувачого пристрою...	
3.3.1 Розрахунок тягового опору причепа і зусилля в циліндрі.....	
3.3.2 Розрахунок тягового опору і зусилля в тросі.....	
3.3.3 Розрахунок осі ролика.....	
3.3.4 Розрахунок на міцність вилки натяжника.....	
3.3.5 Розрахунок пружини.....	
3.3.6 Розрахунок зварного з'єднання кронштейна дозавантажувачого пристрою з передньою віссю причіпа.....	
4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	
4.1 Розробка інструкції з охорони праці при виконанні технологічної операції..	

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата				
Розробив	Коваль				Використання техніки при виконанні транспортних робіт з удосконаленням тягово-зчіпного пристрою задньої навіски трактора	Літера	Арк.	Аркушів
Керівник	Довбиш						5	36
Консульт						ЖАТФК гр. Аі-44		
Н. Контр.	Бучко							
Затвердив	Руденко							

4.2 Розрахунок стійкості агрегату.....	
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ.....	
5.1 Розрахунок експлуатаційних витрат.....	
ВИСНОВКИ.....	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	
ДОДАТКИ	

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

1 ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Способи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних універсально-просапних тракторів

Пройшливість трактора залежить не лише від його будови і технічного стану, але і від типу і стану ґрунту. На ґрунті, підготовленому під посів, тягова потужність і тягове зусилля одного і того ж трактора істотно понижуються в порівнянні з цими ж показниками при роботі на стерні. На ґрунтах, менш зв'язаних на агрофоні, вони значно менші. Особливо значне зниження тягових показників відбувається в особливо важких ґрунтових умовах, таких як болотистому ґрунті, піску і т.д. [2].

Підвищення прохідності і покращення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів досягаються слідуючими способами: раціональним підбором типорозміру шин для кожного класу тракторів і для певних умов роботи; збільшенням зчіпної маси трактора, тобто застосуванням вантажів, а також використанням маси с/г машин та знарядь і маси напівприцепів як зчіпної маси; встановленням оптимального тиску повітря в шинах при праці в різних ґрунтових умовах і при різному вертикальному навантажуванні; використання додаткових пристроїв на колесах (накидні або каркасні ґрунтозацепи, полугусеничний хід); застосування зблокування ведучих коліс; використання тракторів з двома ведучими мостами; застосування прицепів і напівприцепів з активними вісями; комбінуванням всіх цих засобів у різних варіантах [2].

Самий більший інтерес стосовно тракторно-транспортних агрегатів стосовно покращення їх тягово-зчіпних властивостей мають способи, засновані на коригуванні вертикальних навантажень на колеса (перерозподіл частини маси з передньої осі прицепа і передньої вісі трактора на задні колеса).

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ		
Розробив	Коваль						
Керівник	Довбиш						
Консульт							
Н. Контр.	Бучко						
Затвердив	Руденко				ЖАТФК гр. Аі-44		
					Літера	Арк.	Аркуші
						7	6

1.2 Дозавантаження задніх коліс трактора при роботі з причіпами

Підґрунтям для збільшення зчіпної маси трактора безпосередньо перенісши вертикальне навантаження з передніх коліс причіпа і трактора, є теорія перерозподілу нормальних реакцій ґрунту на передні і задні колеса трактора за рахунок дії тягового зусилля на крію трактора. Значення нормальних реакцій Y_k и Y_n на задні і передні колеса машин істотно впливають не тільки на показники тягово-зчіпних якостей, такі як $f = P_f / (Y_k + Y_n)$ и $\phi_{исп} = P_k / Y_k$ (для тракторів з однією задньою привідною віссю) або $\phi_{исп} = P_k / (Y_k + Y_n)$ (для енергозасобів з двома привідними вісями), але і на показники гальмівних властивостей, керованість, стійкість і міцність ходової системи тощо. У зв'язку з цим представляє інтерес аналіз залежності нормальних реакцій дорожнього покриття на колеса трактора від певних конструкційних і експлуатативних факторів.

Випадок прискореного руху машини з причіпом на підйом під кутом α (рис. 1.1) до горизонталі. Машина володіє задніми ведучими і веденими колесами, передні діаметром відповідно $2r_d$ і $2r_n$.

При прямолінійному русі засобу на нього діють в горизонтальній площині такі зовнішні сили і реакції.

Маса трактора G прикладена в центрі маси машини. Положення центру маси показано на схемі двома координатами: горизонтальної a і вертикальної $h_{ц.м.}$. Перша з них являє собою відстань від центру маси до прямої, проведеної через геометричну вісь приводних коліс перпендикулярно поверхні шляху, а друга – відстань від центру маси до опорної поверхні обох коліс.

Нормальні реакції дороги Y_k на ведучі колеса і Y_n на ведені колеса. Реакція Y_k зміщена на вістань a_k , а реакція Y_n – на відстань a_n від прямих, які проведені черезвіосі відповідних коліс перпендикулярно їх опорної поверхні.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

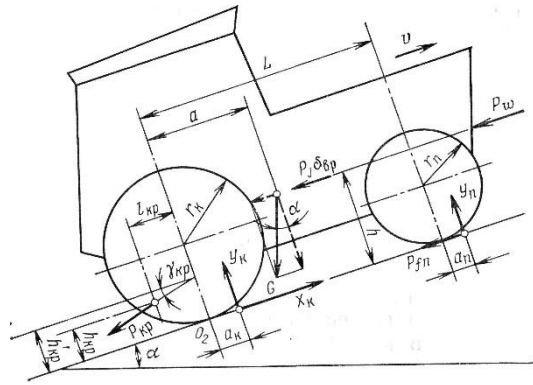


Рис. 1.1. Зовнішні сили, що діють на трактор в подовжній площині при русі.

Реакції дороги, які паралельні поверхні шляху: рівнодіюча за напрямом руху штовхає сила $X_k = (P_k - P_{fk})$ прикладена на відстані r_d від геометричної вісі ведучих коліс, і направлена проти напрямку руху реакція P_{fn} , яка прикладена на відстані r_d від геометричної вісі ведених коліс.

Тяговий опір $P_{кр}$, прикладений в точці прицепа, що знаходиться на висоті $h_{кр}$ від поверхні шляху. В цілому тяговий опір спрямований під кутом $\gamma_{кр}$ до даної поверхні. Кут $\gamma_{кр}$ будемо вважати позитивним, коли лінія тягового опору направлена вниз в напрямку опорної поверхні, і негативним, коли вона направлена вверх.

Сумуюча сила інерції $P_j \delta_{вр}$ поступально рухомих і обертових мас трактора, що виникає при нерівномірній швидкості руху.

Сила P_w опору повітря, на висоті $h_{ц.т.}$, яку докладемо на висоті $h_{ц.т.}$ центру тяжіння трактора, можна вважати, що центр парусності знаходиться на цій же висоті.

Для зручності розрахунків перенесемо силу тягового опору $P_{кр}$ в напрямку її дії до перетину з площиною, що проходить через вісь привідних коліс нормально до поверхні шляху. Нову точку прикладання тягового опору назвемо умовною точкою причіпа. Висота її над поверхнею шляху буде:

$$h'_{кр} = h_{кр} + l_{кр} \operatorname{tg} \gamma_{кр}, \quad (1.1)$$

де $l_{кр}$ — поздовжня відстань від дійсної точки прицепа до вісі ведучих коліс.

Для визначення нормальної реакції дороги Y_n , яка діє на передні колеса, складемо рівняння моментів всіх сил, що показані на рисунку відносно точки

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		9

O_2 , в якій штовхає сила X_k і перетинається з нормаллю до поверхні шляху, проведеної через геометричну ось приводних коліс. Рівняння моментів:

$$Y_{\Pi}(L+a_{\Pi})+Y_k a_k+(G \sin \alpha+\delta_{\text{вр}} P_j+P_w) h_{\text{ц.т}}+P_{\text{кр}} \cos \gamma h_{\text{кр}}-Ga \cos \alpha, \quad (1.2)$$

де L — поздовжня база машини.

Замінімо в цьому рівнянні $Y_k a_k$ і $Y_{\Pi} a_{\Pi}$ відповідними моментами опору качення M_{fk} і $M_{f\Pi}$ ведучих і ведених коліс. Так як $M_{fk}+M_{f\Pi}$ являє собою момент опору качення M_f усього засобу, то формула для визначення реакції Y_{Π} має вигляд:

$$Y_{\Pi}=[Ga \cos \alpha-(G \sin \alpha+\delta_{\text{вр}} P_j+P_w) h_{\text{ц.т}}-P_{\text{кр}} h'_{\text{кр}}-M_f]/L. \quad (1.3)$$

Тоді приймаю, що $\cos \gamma_{\text{кр}}=1$.

Нормальну реакцію дороги Y_k визначимо з рівняння проекцій діючих сил на поперечну площину, яка перпендикулярна поверхні шляху: $Y_k+Y_{\Pi}=G \cos \alpha+P_{\text{кр}} \sin \gamma_{\text{кр}}$. Підставивши в цей вираз значення реакції Y_{Π} із рівняння (2.3), получимо:

$$Y_k=[G \cos \alpha(L-a)+(G \sin \alpha+\delta_{\text{вр}} P_j+P_w) h_{\text{ц.т}}+P_{\text{кр}} h'_{\text{кр}}+M_f]/L+P_{\text{кр}} \sin \gamma_{\text{кр}}. \quad (1.4)$$

Сила інерції P_j може мати у рівняннях різний знак; при сповільненому русі (наприклад, у разі гальмування трактора) ї слід вважати зі знаком мінус.

Проаналізуємо виразу (2.3) і (2.4).

1. При $v=\text{const}$, $\alpha=0$ и $P_w \approx 0$, т. е. тобто при сталому русі з невеликою швидкістю по горизонтальній ділянці,

$$Y_{\Pi}=(Ga-P_{\text{кр}} h'_{\text{кр}}-M_f)/L; \\ Y_k=[G(L-a)+P_{\text{кр}} h'_{\text{кр}}+M_f]/L+P_{\text{кр}} \sin \gamma_{\text{кр}}. \quad (1.5)$$

2. При $P_{\text{кр}}=0$, $v=\text{const}$, $\alpha=0$ и $P_w=0$, т. е. тобто при русі холостим ходом по горизонтальній поверхні з невеликою сталою швидкістю, нормальні реакції

$$Y_{\Pi}=(Ga-M_f)/L; \quad Y_k=[G(L-a)+M_f]/L. \quad (1.6)$$

3. В нерухомому стані трактора на горизонтальній ділянці без причіпа ($P_{\text{кр}}=0$, $v=0$, $\alpha=0$, $M_f=0$) нормальні реакції, які в цьому випадку називають статичними,

$$Y_{\text{пат}}=Ga/L; \quad Y_{\text{кст}}=G(L-a)/L. \quad (1.7)$$

Як впливає з порівняння значень реакцій Y_k и Y_{Π} , діючих на передні і

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

задні колеса засобу при різних умовах, вони постійно змінюються. Якщо він рухається без причіпа або якщо лінія тягового опору паралельна поверхні шляху ($\gamma_{кр}=0$), то реакції Y_k і Y_n змінюються в результаті розподілу нормальних навантажувальних між передніми і задніми колесами. Зменшення навантаження на передні колеса викликає збільшення навантаження на задні колеса, і навпаки, а сума $Y_k + Y_n$ залишається рівною $G \cos \alpha$.

При таких умовах залежності нормальних реакцій від $P_{кр}$ мають лінійний характер. Однак при експлуатації зміна навантаження $P_{кр}$ на кріюку носить випадковий характер у часі, тому і значення Y_k і Y_n будуть змінюватися, подібно навантаженні $P_{кр}$.

4. При нахилі лінії тягового опору до поверхні шляху зміна реакцій Y_k і Y_n відбувається не тільки внаслідок розподілу нормальних навантажувальних між колесами, але і в результаті того, що в цьому випадку $Y_k + Y_n + G \cos \alpha \pm P_{кр} \sin \gamma_{кр}$.

Слабо вивчена можливість автоматичного корегування вертикальних навантажувальних на опорні колеса всього причіпного агрегату за допомогою довантажувальних пристроїв гідроначіпної системи трактора – гідрозбільшувача зчіпної маси (ГСВ), позиційного (ПР) і силового (СР) регуляторів, призначених для використання в ґрунтообробних начіпних агрегатах.

Перевага цього способу дозавантаження задніх коліс від дії начіпної системи, порівняно з іншими (навішування додаткових вантажів, заливання води в шини тощо) полягає в тому, що регулювання дозавантаження здійснюється з кабіни трактора впливом на важіль управління висоти, а значить, ступінь дозавантаження можна легко змінити.

Силовий зв'язок трактора з причіпом повинен відповідати вимогам:

- в процесі дозавантаження приводних коліс не допускати розвантаження керованих коліс більше допустимого рівня;
- транспортувальний агрегат повинен бути маневровим і мати добру рухливість у поздовжньо-вертикальному і горизонтальному напрямках;
- пристосування для додаткового силового зв'язку має бути конструкційно простим і універсальним, що забезпечує агрегування трактора з різними марками причепів.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Схеми додаткового силового зв'язку трактора з причіпом, що забезпечують дозавантаження ведучих коліс трактора представлені на рис 1.2. Ці схеми поділяються на два види: механічні (№4, №5), де дозавантажуюча сила виникає в результаті дії пружного елемента (пружина, ресора), та гідравлічні (№1, №2), де дозавантажуюча сила утворюється в результаті додавання оливи в гідроциліндр. Схему №3 можна також віднести до гідравлічної, але тиск додаваний передається на пружний елемент, який чинить тиск на сницю причіпа. Тиск в циліндрі утворюється за рахунок опору перекочування причіпа.

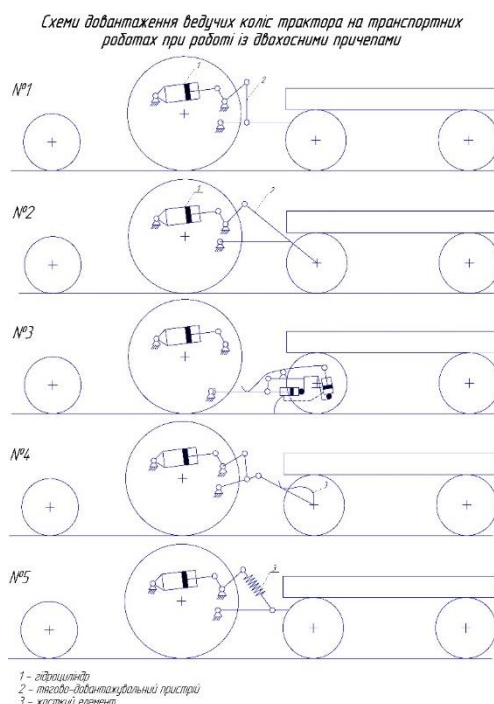


Рис. 1.2. Схеми дозавантаження ведучих коліс трактора при роботі з причіпами.

Механічні схеми мають недолік. Так, при «зламі» агрегату в поздовжньо-вертикальній площині може наступити такий момент, коли трактор по відношенню до причіпу стане в положення, при якому пружний елемент розвантажеться, і не буде дозавантажувати приводні колеса. Гідравлічні схеми не мають такого недоліку, бо весь час відбувається додавання оливи в гідроциліндр. Використовувати механічні дозавантажувачі можна на тракторах, які не обладнан гідрозбільшувачами зчіпної маси.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

2 ОПЕРАЦІЙНА ЧАСТИНА

2.1 Комплектування агрегату

Більш продуктивніше використання техніки багато в чому залежить від правильного комплектування МТА.

При комплектуванні вирішуються такі завдання: вибір робочих органів, машин, зчеплень і тракторів, які в даних умовах можуть забезпечити високу якість роботи; визначення складу і режиму роботи агрегату, що забезпечують найбільшу продуктивність і економічність за рахунок самого кращого використання потужності двигуна; поєднання машин, зчипки і трактора в агрегаті так, щоб отримати від нього високі якісні та економічні показники [4].

Комплектування агрегату починають з вибору робочих органів машин і тракторів.

Вибір сільськогосподарських машин (знарядь) слід здійснювати насамперед з урахуванням умов роботи, що відповідає агротехнічним вимогам для заданих умов роботи; вони повинні бути зручні в обслуговуванні. При цьому необхідно прагнути до того, щоб агрегат мав достатню прохідність і був маневровим, був безпечний у роботі і екологічно нешкідливим [12].

В залежності від місця зберігання гною, віддаленості полів на яких вноситимуться добрива, а також технічних даних машин для навантаження, транспортування та внесення, забезпеченості господарств цими машинами застосовують прямоточний (ферма – поле) і перевалочний (ферма – борт – поле) способи внесення.

При прямоточному способі добрива від місця наповнення до місця внесення доставляють однаковими машинами в єдиному потоці. Розподіл слід безпосередньо за транспортуванням, тому для виконання всього обсягу робіт в потрібні агротехнічні терміни, потрібна значна кількість машин для транспортування та внесення, що не завжди може бути прийнятно з точки зору раціонального їх використання [2].

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата			
Розробив	Коваль				ЖАТФК гр. Аі-44		
Керівник	Довбиш						
Консульт							
Н. Контр.	Бучко						
Затвердив	Руденко						
					Літера	Арк.	Аркуші
						13	8

При перевалочному способі процес поділяється на 2 етапи: доставка та вивантаження добрив в польові сховища (бурти) в менш напружений період. Цей спосіб характеризується, насамперед, додаткової перевантаженням добрив, згладжуванням періоду напружених сільськогосподарських робіт, зменшенням об'єму при фермерських гноєсховищах і поліпшенням загального санітарного стану ферми.

За двофазною технологічною схемою добрива транспортують на поле тракторними засобами загального призначення, розкладаються там, в певному порядку купами і в період внесення розподіляють по поверхні поля.

Транспортування здійснюється тракторно-транспортуючим агрегатом МТЗ-80+2ПТС-6, а завантаження здійснюється навантажувачем-екскаватором ПЕ-0,8 Б, який навішений на трактор ЮМЗ-6Л.

Визначимо швидкість руху транспортного агрегату по вологій ґрунтовій дорозі і по полю з умови оптимального використання потужності двигуна:

$$V_{P_{\max}}^{Ne} = \frac{N_{en} \cdot [\zeta_N]}{R_a + G_{mp} (f \pm i)}, \quad (2.1)$$

$$\eta_{mz} \cdot \eta_{\delta}$$

де N_{en} – ефективна потужність двигуна кВт, $N_{en} = 60 \text{ кВт}$;

$[\zeta_N]$ – допустимий коефіцієнт завантажування двигуна, $[\zeta_N] = 0,95$;

η_{mp} – ККД трансмісії;

η_d – ККД, що враховує втрати на буксування;

G_{TP} – експлуатаційна маса трактора, $G_{TP} = 39 \text{ кН}$;

f – коефіцієнт опору перекочування; ґрунтова дорога $f = 0,05$,

стерня $f = 0,1$ [5];

i – схил поля, %;

R_a – тяговий опір причіпа, кН.

ККД, який враховує затрати на буксування і визначається [4]:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta. \quad (2.2).$$

Тяговий опір причіпа визначаю:

$$R_a = G_{np} \cdot (f + i), \quad (2.3)$$

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

де G_{np} – повна маса причіпа з вантажем, κH .

$$G_{np} = G_{np0} + G_{zp}, \quad (2.4)$$

де G_{np0} – маса порожнього причепа, κH ;

$$G_{np0} = 35 \kappa H$$

$$G_{zp} = 55 \kappa H$$

$$G_{np} = 35 + 55 = 90 \kappa H .$$

Звідси виходить:

по вологій ґрунтовій дорозі:

$$R_a = 90 \cdot 0,09 = 8,1 \kappa H ;$$

по польовій стерні з урахуванням нахилу:

$$R_a = 90 \cdot (0,1 + 0,03) = 11,7 \kappa H .$$

З тягової характеристики трактора для ґрунтового фону стерня при $R_a = 11,7 \kappa H$ знаходжу коефіцієнт буксування $\delta = 0,1$ [6].

$$\eta_\delta = 1 - 0,1 = 0,9 .$$

Виходячи з перерахованих вище розрахунків, отримуємо, що:

при русі по вологій ґрунтовій дорозі:

$$V_{P_{\max}}^{Ne} = \frac{60,0 \cdot 0,95}{\frac{4,5 + 45,8 \cdot 0,09}{0,8 \cdot 0,9}} = 5,1 \text{ м / с } = 18 \text{ км / ч } ;$$

при русі по полю:

$$V_{P_{\max}}^{Ne} = \frac{60,0 \cdot 0,95}{\frac{11,7 + 45,8 \cdot (0,1 + 0,03)}{0,8 \cdot 0,90}} = 2,7 \text{ м / с } = 9,7 \text{ км / ч } .$$

Приймаємо для руху по ґрунтовій дорозі VII передачу і швидкість руху 14 км/год, а при русі по полю V передачу і швидкість руху 9 км/год.

2.2 Підготовка агрегату до роботи

До роботи допускаються відремонтовані і, які пройшли чергове технічне

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

обслуговування причіпи.

Операції по підготовці транспортних засобів включають у себе: нарощування бортів, герметизація бортів, обладнання засобами пожежогасіння, встановлення колії трактора, перевірка шин, перевірка тиску в шинах, встановлення буксирного і дозавантажуючого пристроїв [3].

З метою кращого використання вантажопідйомності транспортних засобів проводиться розрахунок на необхідність нарощування бортів.

$$h_n = \frac{Q_m \cdot \lambda_m (h_\delta - h_n)}{V_k \cdot \gamma_m} + h_n + 0,1 \leq h_k, \quad (2.5)$$

де Q_m – номінальна вантажопідємність причіпа, т; $Q_m = 6\text{ т}$ [12];

λ_m – коефіцієнт використання вантажопідйомності; $\lambda_m = 1,05$ [12];

h_δ – навантажувальна висота по основних бортах, м; $h_\delta = 1,9\text{ м}$ [12];

h_n – навантажувальна висота по підлозі кузова, м; $h_n = 1,3\text{ м}$ [12];

V_k – об'єм бункера, м^3 ; $V_k = 5,4\text{ м}^3$ [12];

γ_m – питома вага ґною, т/м^3 ; $\gamma_m = 0,8\text{ т/м}^3$ [12];

h_k – навантажувальна висота машини, м; $h_k = 3,6\text{ м}$.

Тоді:

$$h_n = \frac{6 \cdot 1,05(1,9 - 1,3)}{5,4 \cdot 0,8} + 1,3 + 0,1 = 2,1\text{ м}$$

$$2,1 \leq 3,6.$$

Висота нарощування:

$$H_n = h_n - h_\delta, \quad (2.6)$$

$$H_n = 2,1 - 1,9 = 0,2\text{ м}.$$

2.3 Підготовка поля

Для розміщення органічних добрив на полі в купи використовується самоскидний причіп 2ПТС-6. До початку вивезення добрив поле очищають від

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

залишків соломи, силосної маси, сторонніх предметів. На відстані, рівній половині ширини розподілу від краю поля (по довжині), провішують лінію для укладання першого ряду куп. Першу купу укладають на відстані 5 м від краю поля. Наступні купи укладають так, щоб вони утворювали з купами попередніх рядів поперечні ряди. Відстань між купами в рядах вибирають залежно від необхідної норми внесення, вантажопідйомності транспортних агрегатів та ширини захвату [4]:

$$l_p = \frac{10000Q_p}{b_p \cdot h}, \quad (2.7)$$

де l_p – відстань між купами в ряду, м;

Q_p – вантажопідйомність, т;

b_p – робоча ширина захвату, м; $b_p = 30 \text{ м}$ [5];

h – норма внесення добрив, т/га;

$h = 25 \text{ т / га}$.

$$l_p = \frac{10000 \cdot 3}{30 \cdot 25} = \frac{30000}{750} = 40 \text{ м}$$

Сумарна кількість куп:

$$N_k = n_p \cdot n_k, \quad (2.8)$$

де n_k – кількість куп в ряду;

n_p – кількість рядів.

$$n_k = L_n / l_p, \quad (2.9)$$

де L_n – довжина поля, м; $L_n = 1500 \text{ м}$;

l_p – відстань між купами, м.

Звідси:

$$n_k = 1500 / 40 = 37 \text{ шт.}$$

Кількість рядів:

$$n_p = B / b_p, \quad (2.10)$$

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

де B – ширина поля, $B = 1000 \text{ м}$;

b_p – ширина захвату розкидача, м;

Звідси:

$$n_p = 1000 / 30 = 33 \text{ ряда}.$$

Згідно вище приведених обрахунків можна визначити кількість куп на полі:

$$N_k = 37 \cdot 33 = 1221 \text{шт}.$$

2.4 Робота агрегату в полі

При нормуванні механізованих робіт враховуються слідуючі елементи балансу часу зміни [12]:

$$T_{cm} = T_p + T_x + T_m + T_{mo} + T_{nz} + T_o, \quad (2.11)$$

де T_p – час чистої роботи, хв;

T_x – час на холосту роботу, хв;

T_m – час на технологічне обслуговування, хв;

T_{mo} – час на технічне обслуговування, хв;

T_{nz} – час на підготовлювальні-заключні роботи, хв;

T_o – час на відпочинок, хв.

Приймаю за цикл один рейс транспортного агрегату. Тоді повний час циклу буде складатися з двох складових:

$$t_{ob} = t_{oz} + t_{ox} + t_z + t_p + t_n, \quad (2.12)$$

де t_{oz} – час руху агрегату з вантажем, хв.;

t_{ox} – холостий рух агрегату без вантажу, хв.;

t_z – час на завантаження агрегату, хв.;

t_p – час на розвантаження його, хв.;

t_n – час підготовки до розвантаження і завантаження вантажу, хв.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Час руху агрегату з вантажем:

$$t_{\partial z} = \frac{60S_{\partial op}}{V_{pг.дop}} + \frac{60S_{пол}}{V_{p.пол}}, \quad (2.13)$$

де $S_{\partial op}$ – відстань від ферми до поля, км; $S_{\partial op} = 3 \text{ км}$.

$S_{пол}$ – шлях, пройдений агрегатом з вантажем, км; $S_{пол} = 1,0 \text{ км}$.

$V_{pг.дop}$ – швидкість руху агрегату по ґрунтовій дорозі з вантажем, км/год.; $V_{pг.дop} = 18 \text{ км/год.}$

$V_{p.пол}$ – швидкість руху агрегату по полю з вантажем, км/год.; $V_{p.пол} = 19 \text{ км/год.}$

$$t_{дг.} = (60 \cdot 3 / 18) + (60 \cdot 1 / 19,7) = 16,2 \text{ хв.}$$

Час руху без вантажу:

$$t_{\partial x} = \frac{60S_{\partial}}{V_{\partial x}} + \frac{60S_n}{V_{\partial n x}},$$

$$V_{дх.} = 20 \text{ км/год,} \quad V_{дпх} = 10 \text{ км/год,}$$

$$t_{дх.} = (60 \cdot 3 / 20) + (60 \cdot 1 / 10) = 15 \text{ хв.}$$

Час, що витрачається на завантаження, приймаю $t_3 = 6,65 \text{ хв.}$

Час, що витрачається на розвантаження, приймаю $t_p = 3 \text{ хв.}$

Час, що витрачається на підготовку до розвантаження $t_{пр} = 1 \text{ хв.}$

$$t_3 = 16,2 + 15 + 6,65 + 3 + 1 = 42 \text{ хв.}$$

Час на технічне обслуговування приймаємо $T_{то} = 45 \text{ хв [5].}$

Час на відпочинок на протязі зміни приймаю $T_o = 25 \text{ хв., [5].}$

Час підготовлювальньо-заключних робіт

$$T_{пз} = t_{па} + t_{пн} + t_{пер}, \quad (2.14)$$

де $t_{па}$ – час на підготовку агрегату до роботи, хв; $t_{па} = 4 \text{ хв., [5].}$

$t_{пн}$ – час отримання наряду, хв; $t_{пн} = 4 \text{ хв., [12].}$

$t_{пер}$ – час на переїзд від місця стоянки до місця роботи, хв; $t_{пер} = 12 \text{ хв., [5].}$

$$T_{пз} = 4 + 4 + 12 = 20 \text{ хв.}$$

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Визначаю кількість циклів за зміну:

$$n_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{см}} - T_{\text{мо}} - T_{\text{пз}} - T_{\text{о}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (2.15)$$

де $T_{\text{см}}$ – час зміни, хв;

$$n_{\text{ц}} = \frac{420 - 45 - 20 - 25}{42} = \frac{330}{42} = 7,3 \approx 8 \text{ циклов}.$$

Виходячи з отриманої кількості циклів, можна визначити повний час чистої, холостої роботи, і технологічного обслуговування:

$$T_{\text{р}} = t_{\text{дг}} \cdot n_{\text{ц}} = 16,2 \cdot 8 = 123,6 \text{ хв.}$$

$$T_{\text{х}} = t_{\text{дх}} \cdot n_{\text{ц}} = 15 \cdot 8 = 120 \text{ хв.}$$

$$T_{\text{р}} = (t_{\text{з}} + t_{\text{р}} + t_{\text{п}}) \cdot n_{\text{ц}} = (6,65 + 3 + 3,5) \cdot 8 = 105,2 \text{ хв}$$

Визначаю баланс тривалості зміни:

$$T_{\text{см}} = 129,6 + 120 + 105,2 + 45 + 20 + 25 = 453 \text{ хв.} = 7 \text{ год.}$$

2.6 Технологічне обслуговування

Технологічне обслуговування тракторного транспортного агрегату заключається в завантаженні його гноем. Для цієї операції використовується навантажувач-екскаватор ПЕ-0,8Б, який представляє собою гідравлічну машину, що змонтована на тракторі ЮМЗ-6Л і ЮМЗ-6М. Його продуктивність дорівнює 54 т/год [5]. Час завантаження причіпа 2ПТС-6 складає 6,5 хв.

2.7 Контроль якості роботи

Контроль якості роботи транспортного агрегату заключається в:

- 1) контроль вантажопідйомності, зважування причепа з вантажем або зважування місткості екскаватора з вантажем і підрахунок кількості ковшів, поміщених у причіп;
- 2) контроль ваги куч: візуальне визначення 2-х куч отриманих при першому розвантаженні причепа;
- 3) контролювання відстаней між сусідніми кучами: визначення відстані між кучами в ряду і відстань між рядами [5].

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

3 КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1. Патентний пошук і вибір схеми тягово-зчіпного пристрою

Був проведений патентний пошук по вирішенню проблеми збільшення зчіпної ваги дозавантаженням задніх коліс трактора за рахунок перерозвантаження передніх коліс причепа. Результати патентного пошуку представлені в табл. 3.1, яка винесена в додаток 3.1.

З аналізу патентного пошуку видно, що самим перспективним тягово-зчіпним пристроєм, що забезпечує дозавантаження ведучих коліс трактора за рахунок часткового перерозвантаження передніх коліс причепа, можна вважати пристрій з додатковим силовим зв'язком, який нахилений під кутом до горизонту. Наявність у трактора МТЗ-80 системи автоматичного регулювання навішування дозволить автоматизувати роботу даного тягово-зчіпного пристрою.

Для конструювання і розрахунку дозавантажувального пристрою вибрано слідуючий принцип. Відмінною особливістю даної конструкції є використання в якості датчика силового регулятора буксирного пристрою і зв'язок пружного елемента з силовим датчиком навішування, сигнал від якого через золотникове пристосування навішування забезпечить регулювання тиску оливи в гідроциліндрі, за рахунок чого буде здійснюватися автоматичне регулювання дозавантаження задніх коліс трактора.

За результатами проведених досліджень, доказано, що таке пристосування забезпечить підвищення продуктивності і економічності в умовах бездоріжжя.

3.2 Будова тягово-дозавантажувального пристрою

Розроблена будова тягово-дозавантажувального пристрою передбачає використовувати буксирний пристрій, з заміною гумового амортизатора на пружину. Ця пружина з допомогою важелів і тяг з'єднана з регулятором навішування трактора (нами цей регулятор не розробляється).

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дат	КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА		
Розробив		Коваль					
Керівник		Довбиш					
Консульт							
Н. Контр.		Бучко					
Затвердив		Руденко			ЖАТФК гр. Аі-44		
					Літера	Арк.	Аркушів
						21	10

Принцип дії розроблюваного тягово-дозавантажуючого пристрою полягає в тому, що при збільшенні сили тяги причіпний крйок висувається і, стискаючи пружину, переміщує вилку датчика, яка через систему тяг впливає на силовий регулятор.

Для забезпечення дозавантаження енергозасобу, крім звичайного з'єднання трактора з причіпом, встановлено додатковий механічний дозавантажуючий зв'язок зовнішніх підйомних важелів навішування з передньою віссю через гнучку ланку (трос або ланцюг). Працює пристрій так.

Перед з'єднанням причіпа з трактором рукоятку керування регулятором встановлюють у зону регулювання. У цьому випадку підйомні важелі опускаються вниз за рахунок переміщення поршня зі штоком гідроциліндра в заднє положення. Потім за допомогою гайки регулюють натяг троса так, щоб не було його прогину.

У процесі роботи транспортного агрегату ручку регулювання регулятора встановлюють в положенні, при якому через збільшення тягового опору причіпа, що викликає підвищене буксування ведучих коліс трактора (наприклад, на ділянці з пухким ґрунтом або при подоланні нерівного по рельєфу ділянки) відбувається додаткова деформація пружини дозавантажуючого пристрою, сигнал від якої через важелі, а також тяги передається на золотник регулятора. Таке переміщення золотника призводить до появи корегування на зменшення тягового зусилля на сніці причіпа за рахунок автоматичного переміщення поршня гідроциліндра. Підйомні важелі механізму навішування обертаються проти годинникової стрілки, трос натягується. Похиле положення троса забезпечує перенесення частини вертикального навантаження з коліс передніх коліс причіпа трактора і на задні колеса трактора, що призводить до зменшення буксування останніх.

Трос додаткового механічного зв'язку протягнуть через ролик. Він в цьому пристрої використовується для усунення можливості заклинювання троса і дозволяє здійснити рівномірне розвантаження передніх коліс причіпа на поворотах. Пружина натягувальника згладжує коливання навантаження на тросі при переміщенні по нерівностях.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

При збільшенні зусилля в тросі знижується тягове зусилля на сніці причіпа, що призводить до зниження деформації пружини буксуючого пристрою і до зворотнього переміщення важелів і тяг, і золотника регулятора. Тиск оливи в безштоковій порожнині гідроциліндра зменшується, його поршень і шток переміщується тому, що зусилля в тросі зменшується. Такий процес забезпечує автоматичне регулювання зусилля на сніці причіпа на певному рівні, що залежить від встановлення рукоятки керування регулятором, тобто зменшується не тільки буксування задніх коліс трактора, але і коливання тягового опору причепа. Зручне, просте і автоматичне регулювання зчіпної маси трактора з сидіння тракториста не дозволяє допустити надмірного розвантаження його передніх коліс, що не погіршує керування трактором.

3.3 Розрахунок основних елементів тягово-довантажуючого пристрою

3.3.1 Розрахунок тягового опору причепа і зусилля в трос

Трактори МТЗ-80 можуть агрегатуватися з причіпами 2ПТС-4, 2ПТС-5, 2ПТС-6 і причіпними культиваторами типу КПС-4 і КПС-8 і комбінованими с/г машинами [5]. Для розрахунку приймаю більш важкий причіп 2ПТС-6 і культиватор КПС-8 обробітку важких ґрунтів.

Сила опору коченню причіпа:

$$P_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} f, \quad (3.1)$$

де $G_{\text{пр}}$ – повна маса причепа, кН;

f – коефіцієнт опору перекочуванню (приймаю значення для важких умов робіт $f = 0,20$).

Повну масу причепа:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{тр}} + G_{\text{приц}}, \quad (3.2)$$

де $G_{\text{тр}}$ – маса перевезеного вантажу, кН; $G_{\text{тр}} = 60 \text{ кН}$ [5];

$G_{\text{приц}}$ – маса причіпа, кН, $G_{\text{приц}} = 30 \text{ кН}$ [15].

$$G_{\text{пр}} = 60 + 30 = 90 \text{ кН};$$

$$P_{\text{пр}} = 90 \cdot 0,20 = 18 \text{ кН}.$$

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Максимальну силу тяги трактора по зчипленню:

$$P_{K\phi} = G_{CC} \cdot \phi, \quad (3.3)$$

де G_{CC} – зчіпна маса енергозасобу, кН;

ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Зчіпна маса трактора G_{CC} дорівнює тяговій експлуатаційній масі з врахуванням дозавантаження від причіпа за рахунок дозавантажуючого пристрою. Прийmemo слідує: дозавантаження збільшує експлуатаційну вагу трактора на 25%.

$$G_{TP} = 39,7 \text{ кН}; \quad \phi = 0,4 [8];$$

$$G_{CC} = 1,25 \cdot G_{TP}; \quad (3.4)$$

$$G_{CC} = 1,25 \otimes 39,7 = 49,6 \text{ кН};$$

$$P_{K\phi} = 49,6 \otimes 0,4 = 19,8 \text{ кН};$$

$$P_{K\phi} > P_{\text{тяг}}; \quad (3.5)$$

$19,8 > 18,0$ – умова виконується, це означає, що даний трактор може тягнути повністю навантажений причіп 2ПТС-6.

Використовуючи схему на рис. 3.1, визначаю силу, що виникає в додатковому силовому зв'язку.

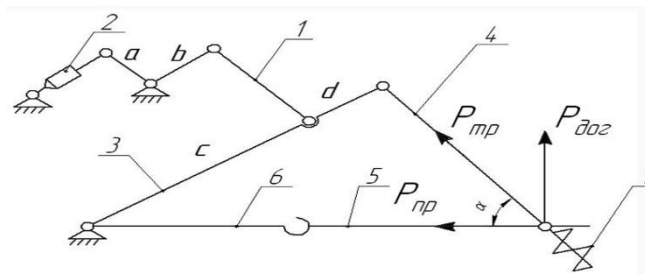


Рис. 3.1 Схема додаткового зв'язку: 1 – розкіс; 2 – гідроциліндр; 3 – нижня тяга; 4 – трос; 5 – дишло причепа; 6 – гідрогак; 7 – пружина натяжного троса.

Дозавантаження трактора буде:

$$P_{\text{дог}} = G_{TP} \cdot 0,25; \quad (3.6)$$

$$P_{\text{дог}} = 39,7 \cdot 0,25 = 9,9 \text{ кН}.$$

Для забезпечення даного дозавантаження слід створити зусилля в тросі:

$$P_{TP} = \frac{P_{\text{дог}}}{\sin \alpha}; \quad (3.7)$$

где α – кут нахилу тросового зв'язку до горизонту.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Для збільшення кута, з метою збільшення дозавантажуючого ефекту вкручуємо обидва разкоси нижніх тяг до граничного стану, тоді із схеми транспортного агрегату з гідродозавантажувачем отримуємо, що значення кута $\alpha = 40^\circ$.

$$P_{TP} = \frac{9,9}{\sin 40^\circ} = 15,4 \text{ кН.}$$

Визначаю тиск оливи в циліндрі для створення P_{TP} .

$$F_{шт} = P_{TP} \cdot i, \quad (3.8)$$

де $F_{шт}$ – зусилля на штоці гідроциліндра, кН;

i – передаточне відношення від штока гідроциліндра до додаткової гідродозавантажувальної ланки:

$$i = \frac{b}{a} \cdot \frac{d+c}{c}, \quad (3.9)$$

де a, b, c і d – розміри ланок навішування, м,

$$i = \frac{0,3}{0,15} \cdot \frac{0,393+0,492}{0,393} = 4,5;$$

$$F_{шт} = 15,4 \cdot 4,5 = 69,3 \text{ кН.}$$

Тиск оливи в гідроциліндрі:

$$P_{ц} = \frac{4 \cdot F_{шт}}{\pi \cdot D_{ц}^2}, \quad (3.10)$$

де $D_{ц}$ – діаметр циліндра, м, $D_{ц} = 0,09 \text{ м}$ [10].

$$P_{ц} = \frac{4 \cdot 69,3}{3,14 \cdot 0,09^2} = 10899 \text{ кН/м}^2 = 10,9 \text{ МПа.}$$

Згідно отриманим максимальним зусиллям з умови розриву вибираю канат подвійного зкручування типу ЛК-Р конструкції, діаметром 18 мм, ГОСТ 2688-80 [2].

3.3.2 Розрахунок тягового опору причепа і зусилля на тросі

На поворотах транспортного агрегату для запобігання обриву гілок дозавантажувальної ланки, трос ковзає по ролику, змінюючи довжину обох гілок гнучкої ланки.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Для зниження тертя кочення в отворі ролика впресовується підшипник, радіальний кульковий однорядний по ГОСТ 8388-75, № 207 [2].

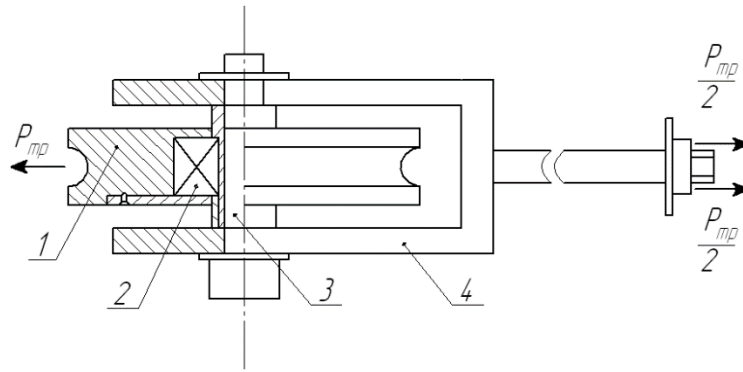


Рис. 3.2. Схема навантаження натяжного пристрою додаткового силового зв'язку: 1 – ролик; 2 – підшипник; 3 – вісь ролика; 4 – вилка ролика.

$$P_{TP} \leq C_o \cdot S, \quad (3.11)$$

де S – коефіцієнт надійності, $S = 0,9$ [9];

C_o – статична вантажопідємність підшипника, кН, $C_o = 18,7$ кН.

$$15,4 \leq 0,9 \cdot 18,7,$$

$$15,4 \leq 16,8.$$

Умова (3.11) виконується, тобто допустимий натяг троса менше статичної вантажопідємності підібраного підшипника.

Для обмеження напруженості згину і забезпечення певної довговічності, визначаю найменший діаметр ролика:

$$D_{\min} = i_1 \cdot i_2 \cdot d_k, \quad (3.12)$$

де i_1 – коефіцієнт, який залежить від режиму експлуатації, $i_1 = 16$ [3];

i_2 – коефіцієнт, який залежить від конфігурації каната, $i_2 = 0,87$ [3];

d_k – діаметр канату, мм.

$$D_{\min} = 16 \cdot 0,87 \cdot 10 = 208,8 \text{ мм.}$$

Приймаю $D = 210$ мм, виготовляти слід виливанням із чавуна, марки СЧ-15-32, ДСТУ 7750:2015 [6].

3.3.3 Розрахування осі ролика

Палець розраховується по напруженню зминання і зрізу [9].

Умова міцності по напруженню зрізу:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i} \leq [\tau], \quad (3.13)$$

де F – навантаження, H , $F = P_{TP}$;

d – діаметр пальця, $м$;

i – кількість площин зрізу, $i = 2$;

$[\tau]$ – допустиме навантаження зрізу, $МПа$.

$$[\tau] = (0,2 \div 0,85) \cdot \sigma_T, \quad (3.14)$$

де σ_T – межа текучості, $МПа$, $\sigma_T = 200 МПа$ для сталі Ст.3 [2];

$$[\tau] = 0,2 \cdot 200 = 40 МПа;$$

$$\tau = \frac{12200 \cdot 10^{-6}}{\frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 2} = 8,63 МПа.$$

$8,63 МПа < 40 МПа$, відповідно, умова (3.13) виконується.

Умова міцності по напруженню зминання:

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.15)$$

де l – ширина поверхні зминання, $м$, $l = 0,024 м$;

$[\sigma_{CM}]$ – допустиме навантаження на зминання, $МПа$.

$$[\sigma_{CM}] = 0,8 \cdot \sigma_T; \quad (3.16)$$

$$[\sigma_{CM}] = 0,8 \cdot 200 = 160 МПа;$$

$$\sigma_{CM} = \frac{12200 \cdot 10^{-6}}{\frac{3,14 \cdot 0,03}{4} \cdot 0,024} = 21,59 МПа$$

$21,59 МПа < 160 МПа$, умова (3.15) виконується.

3.3.4 Розрахунок на міцність вилки натягувальника

Стержень гвинта навантажений тільки зовнішньою силою. Небезпечним є переріз, який ослаблений нарізанням. Площа цього перерізу визначається приблизно по внутрішньому діаметру різьби d_1 .

Умова міцності по навантаженню розтягу в стержні:

$$\sigma_P \leq [\sigma_P], \quad (3.17)$$

де σ_P – навантаження розтягу, $МПа$;

d_1 – внутрішній діаметр різьби, $мм$;

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$[\sigma_P]$ – допустиме навантаження розтягу, МПа.

Для виготовлення натяжного пристрою приймаю сталь 35 по ГОСТ 1759-70,

$\sigma_T = 300$ МПа.

$$[\sigma_P] = 0,6 \cdot \sigma_T; \quad (3.18)$$

$$[\sigma_P] = 0,33 \cdot 300 = 100 \text{ МПа.}$$

Із рівняння (4.17) знаходимо d_1 :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{TP}}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (3.19)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 15,4}{3,14 \cdot 100}} = 0,0126 \text{ м} = 12,6 \text{ мм.}$$

Знайденому значенню d_1 задовольняє болт з різьбою М16. Для даної різьби $d_1 = 13,835$ мм [2]. Відповідно і сам стержень вилки натяжної буде діаметром 16 мм.

Перевірка різьби на зріз:

$$\tau_{CP} = \frac{P \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k \cdot k_M} \leq [\tau_{CP}], \quad (3.20)$$

де d_1 – діаметр тяги, м;

H – висота гайки, м;

k – коефіцієнт повноти різьби, $k = 0,87$ [9];

k_M – коефіцієнт нерівномірності навантаження по витках різьби,

$k_M = 0,65$ МПа [9];

$[\tau_{CP}]$ – допустиме дотичне навантаження зрізу.

$$[\tau_{CP}] = 0,3 \cdot \sigma_T, \quad (3.21)$$

де σ_T – межа текучості для сталі 35, $\sigma_T = 300$ МПа.

$$[\tau_{CP}] = 0,3 \cdot 300 = 90 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{CP} = \frac{12200 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,013835 \cdot 0,01 \cdot 0,87 \cdot 0,65} = 49,7 \text{ МПа}$$

$49,3 \text{ МПа} < 90 \text{ МПа}$ – умова виконується.

3.3.5. Розрахунок пружини

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

Пружину, яка працює на стиск, розраховують по силі P_{TP} , що діє на пружину. Діаметр дроту визначаємо за формулою[9]:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt[2]{\frac{c \cdot P \cdot k}{[\tau]}}, \quad (3.22)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження (приймаємо $[\tau] = 450$ МПа);

P – зусилля стиску (приймаємо $P = 15000$ Н);

c – індекс пружини (приймаємо $c = 6$);

k – коефіцієнт форми ($k = 1,25$) [2].

$$d = 1,6 \cdot \sqrt[2]{\frac{6 \cdot 15000 \cdot 1,25}{450 \cdot 10^6}} = 0,0253 \text{ м} \approx 26 \text{ мм}.$$

Кількість витків пружини:

$$i = \frac{G_T \cdot d \cdot \lambda}{8 \cdot C^3 \cdot P}, \quad (3.23)$$

де G_T – модуль зсуву (приймаємо $G_T = 8 \cdot 10^4$ МПа), [2];

λ – осаджування пружини.

$$i = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 26 \cdot 40}{8 \cdot 6^3 \cdot 15000} = 5,6 \approx 6 \text{ витків}.$$

Загальна кількість витків:

$$i_{\Pi} = i + (2 \div 3), \quad (3.24)$$

де i – кількість витків пружини.

$$i_{\Pi} = 6 + 2 = 8 \text{ витків}.$$

Довжина пружини в стисненому стані:

$$L_{сж} = t_{сж} (i - 2) + d(i_{on} + 1), \quad (3.25)$$

де $t_{сж} = d + s$ – крок робочих витків пружини в стисненому стані (s – мінімальний зазор між робочими витками $0,1 \dots 0,15 d$);

i_{on} – кількість опорних витків.

$$L_{сж} = 0,029(6 - 2) + 0,026(2 + 1) = 0,194 \text{ м} = 194 \text{ мм}.$$

Довжина пружини в розвантаженому стані:

$$L = L_{сж} + \lambda; \quad (3.26)$$

$$L = 194 + 70 = 264 \text{ мм}.$$

Крок робочих витків пружини у вільному стані:

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата		

$$t = \frac{L - d(i_{\text{оп}} + 1)}{i - 2}; \quad (3.27)$$

$$t = \frac{264 - 26(2 + 1)}{6 - 2} = 46,5 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр пружини:

$$D_{\text{вн}} = c \cdot d + d, \quad (3.28)$$

$$D_{\text{вн}} = 6 \cdot 26 + 26 = 182 \text{ мм.}$$

3.3.6 Розрахунок зварного з'єднання кронштейна дозавантажуючого пристрою з передньою віссю причіпа

Умова міцності для кутових швів [3].

$$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau'], \quad (3.29)$$

де F – навантажувальна сила, H ;

l – довжина шва, $м$;

k – катет шва, $м$.

$$\tau = \frac{6,1}{2 \cdot 0,12 \cdot 0,7 \cdot 0,05} = 72 \text{ МПа.}$$

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma_p], \quad (3.30)$$

$$[\tau'] = 0,6 \cdot \frac{200}{1,5} = 80 \text{ МПа.}$$

$72 \text{ МПа} \leq 80 \text{ МПа}$. Умова виконується.

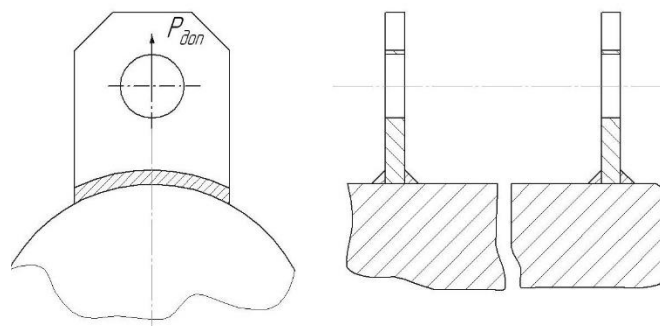


Рис. 3.4. Схема кронштейна.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Розробка інструкції з охорони праці при виконанні технологічної операції

Інструкція з охорони праці під час роботи при транспортуванні сільськогосподарських вантажів машинно-тракторним агрегатом МТЗ-80+2ПТС-6 винесена в додаток 4.1.

4.2 Розрахунок стійкості агрегата

Перекидна швидкість трактора

$$v_{opr} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot r \cdot B}{2h}}, \quad (4.1)$$

де, r – радіус повороту трактора, м;

B – поперечна база трактора, м;

h – висота центру тяжіння енергозасобу, м.

$$v_{opr} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 7,7 \cdot 3,2}{2 \cdot 2,71}} = 6,7 \text{ м/с, або } 25 \text{ км/год.}$$

Перекидна сила

$$P = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot r}, \quad (4.2)$$

де, G – сила тяжіння, Н.

$$P = \frac{140 \cdot 6,7^2}{9,81 \cdot 7,7} = 83,1 \text{ кН.}$$

Радіус повороту, при якому починається перекидання енергозасобу

$$r = \frac{2 \cdot 6,7^2 \cdot 2,71}{9,81 \cdot 3,2} = 7,75 \text{ м.}$$

Отже, при радіусі повороту менше 7,75 м починається перекидання джерела енергії на швидкості руху 25 км/год. Як бачимо розрахунковий радіус повороту майже дорівнює мінімальному радіусу повороту трактора (7,7м), що

	свідчить про достатню стійкість агрегату.				ДП.208.433у.044.071.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата							
Розробив	Коваль				ОХОРОНА ПРАЦІ			Літера	Арк.	Аркуші	
Керівник	Довбиш									31	1
Консульт	Герасимчук							ЖАТФК гр. Аі-44			
Н. Контр.	Бучко										
Затвердив	Руденко										

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ

Обладнання трактора МТЗ-80 тягово-дозавантажуючим пристроєм потребує додаткових капіталовкладень, розрахунок яких представлений у табл. 5.1, яка винесена в додаток 5.1.

Вихідні дані для розрахунків експлуатаційних витрат наведені в таблиці 5.2, яка зображена в додаток 5.1.

5.1 Розрахування експлуатаційних затрат

Прямі експлуатаційні затрати:

$$I_{\Gamma} = OT + \Gamma + P_m + A_m, \quad (5.1)$$

де OT - оплата праці тракториста, грн;

Γ - вартість ПММ, грн;

P_m – затрати на всі види ремонтів, ТО, заміна шин і зберігання, грн;

A_m – затрати на реновацію (амортизаційні відрахування), грн.

Використовуючи вихідні дані, визначимо річну заробітну плату:

$$OT = U_{\text{опл.}} \cdot T_{\text{вр.роб}} \quad (5.2)$$

де $U_{\text{опл}}$ - годинна ставка тракториста;

$T_{\text{вр.роб}}$ - затрати робочого часу.

$$OT = 60 \cdot 980 = 39200 \text{ грн.}$$

Визначимо річні витрати на ПММ за формулою:

$$\Gamma_{\text{баз}} = 52 \cdot 12 \cdot 980 = 470400 \text{ грн.}$$

$$\Gamma_{\text{прое}} = 52 \cdot 11,2 \cdot 980 = 439040 \text{ грн.}$$

Визначимо витрати на ПР, ТО, зберігання і знос шин за формулою:

Для базового агрегату:

$$P_m = (162500 \cdot 12,5/100) \cdot 0,5 = 10156,25 \text{ грн.}$$

				$P_{\text{пр}} = (47500 \cdot 14/100) = 6650 \text{ грн.}$	ДП.208.433у.044.071.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата			
Розробив	Коваль				ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ		
Керівник	Довбиш						
Консульт	Веремій						
Н. Контр.	Бучко						
Затвердив	Руденко						
						Літера	Арк.
							32
						Аркушів	3
						ЖАТФК гр. Аі-44	

Разом для базового агрегату:

$$P_{\delta} = (10156,25 + 6650) = 16806,25 \text{ грн.}$$

Для проектного агрегату:

$$P_m = (170025 \cdot 12,5/100) \cdot 0,5 = 10626,56 \text{ грн.}$$

$$P_{np} = (47500 \cdot 14/100) = 6650 \text{ грн.}$$

Разом для проектного агрегату:

$$P_{np} = (10626,56 + 6650) = 17276,56 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію:

для базового агрегату:

$$P_m = (162500 \cdot 10/100) \cdot 0,5 = 8125 \text{ грн.}$$

$$P_{np} = (47500 \cdot 12,5/100) = 5937,5 \text{ грн.}$$

Всього для базового агрегату:

$$P_{\delta} = (8125 + 5937,5) = 14062,5 \text{ грн.}$$

для проектного агрегату:

$$P_m = (170025 \cdot 10/100) \cdot 0,5 = 8501,25 \text{ грн.}$$

$$P_{np} = (47500 \cdot 12,5/100) = 5937,5 \text{ грн.}$$

Всього для проектного агрегату:

$$P_{np} = (8501,25 + 5937,5) = 14438,75 \text{ грн.}$$

Число прямих річних експлуатаційних затрат:

Для базового агрегату:

$$И_{Г1} = 24500 + 235200 + 16806,25 + 14062,5 = 290568,75 \text{ грн.}$$

Для проектного агрегату:

$$И_{Г2} = 24500 + 219520 + 17276,56 + 14438,75 = 275735,31 \text{ грн.}$$

Визначаю економію річних експлуатаційних затрат

де $Q_{Г1}, Q_{Г2}$ - відповідно обсяг транспортних робіт, виконаних базовим і проектним агрегатами.

$$E_B = ((290568,75/588) - (275735,31/645)) \cdot 645 = 43000,82 \text{ грн.}$$

Визначаю річний економічний ефект:

$$P_{np} = E_B + \Delta A_m$$

де ΔA_m - амортизація по додаткових капіталовкладеннях.

$$\Delta A_m = 43000,82 \cdot 0,125 = 5375,1 \text{ грн.}$$

$$P_{np} = 43000,82 + 5375,1 = 48375,9 \text{ грн.}$$

Обчислюю економічний ефект за строк служби

$$K_m = \frac{P_{rt} \cdot [(1 + NS)^T - 1]}{NS}, \quad (5.3)$$

де NS - коефіцієнт, що відображає облікову річну ставку по вкладу в банк ($NS=0,12$);

T - термін експлуатації об'єкта.

$$K_m = 48375,9 \cdot ((1 + 0,12)^{10} - 1) / 0,12 = 848935,7 \text{ грн.}$$

Визначаю коефіцієнт ефективності капіталовкладень:

$$E_m = \sqrt[T]{\frac{K_m}{K_o}} - 1, \quad (5.4)$$

де K_o - додаткові капіталовкладення, грн.

$$Em = \sqrt[10]{\frac{848935,7}{7525}} - 1 = 0,6$$

Термін окупності капіталовкладень:

$$T_{ок} = - \frac{\ln(1 - \frac{K_o \cdot NS}{P_{rt}})}{\ln(1 + NS)}, \quad (5.5)$$

$$T_{ок} = (\ln(1 - 7525 \cdot 0,12 / 48375,9) / \ln(1 + 0,12)) = 1,36 \text{ року.}$$

Результати розрахунків представлені в табл. 5.3, яка показана в додатку

5.1.

ВИСНОВКИ

Підбиваючи підсумки виконання дипломного проєкту можна зробити слідуючі висновки:

1. Універсально-просапні трактори використовуються на багатьох видах робіт, з них не менш 50 % часу агрегуються з причепами і причіпними машинами. Одним з недоліків цих тракторів є підвищене буксування ведучих коліс у складних по прохідності дорожніх та польових умовах. У проєкті проаналізовано способи підвищення тягово-зчіпних властивостей колісних тракторів і вибрано найбільш ефективний спосіб стосовно тракторно-транспортних агрегатів.

2. Аналіз різних типів і конструкцій довантажуючих пристроїв при роботі трактора з причепами показав, що найбільш раціонально для трактора МТЗ-80, агрегувати з причепами 2ПТС-4 та 2ПТС-6 і причіпними машинами типу культиваторів КПС-4 і КПС-8, є тягово-зчіпний пристрій, що являє собою основний силовий зв'язок, що з'єднує дишло причепа з буксирним пристроєм трактора і додатковий гнучкий силовий зв'язок, що з'єднує передню вісь причепа із зовнішніми підйомними важелями механізму навішування. В проєкті розроблено такий тягово-зчіпний пристрій і виконані розрахунки його основних елементів.

3. У проєкті розроблена операційна технологія виконання транспортних робіт агрегатом МТЗ-80+2ПТС-6, який обладнаний модернізованим тягово-зчіпним пристроєм і запропоновано заходи безпечної роботи на цьому агрегаті.

4. У проєкті обґрунтована економічна ефективність. Встановлено, що застосування модернізованого тягово-зчіпного пристрою дозволить підвищити продуктивність тракторнотранспортного агрегату і зменшити витрати паливо-мастильних матеріалів, при цьому річний економічний ефект складе

48375,9 грн., а термін окупності 1,36 року.

ДП.208.433у.044.071.ПЗ

Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	ВИСНОВКИ		
Розробив	Коваль						
Керівник	Довбиш						
Консульт							
Н. Контр.	Бучко						
Затвердив	Руденко				ЖАТФК гр. Аі-44		
					Літера	Арк.	Аркушів
						35	1

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Возняк І.Г. Технологія механізованих сільськогосподарських машин. Навчальні завдання і методичні вказівки. Київ: МАПКУ, 1997. 161 с.
2. Дипломне та курсове проектування. Д.Г. Войтюк, О.В. Дацишин, В.С. Колісник та ін. Київ: Урожай, 1996. 192 с.
3. Ільченко В. Е. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. Київ: Урожай, 1967. 308 с.
4. Ільченко В. Е. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. Київ: Урожай, 1993. 288 с.
5. Куян В. Г. Плодівництво / В. Г. Куян. Київ: Аграрна наука, 1998. 472 с.
6. Типові норми виробітку і витрати палива на механізовані польові роботи. Київ: Урожай, 1991. 472 с.
7. Фортуна В.Й., Миронюк С.К. Технології механізованих сільськогосподарських робіт. Київ: Вища школа, 1991. 425 с.

					ДП.208.433у.044.071.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документ	Підпис	Дата	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		
Розробив	Коваль						
Керівник	Довбиш						
Консульт							
Н. Контр.	Бучко						
Затвердив	Руденко				ЖАТФК гр. Аі-44		
					Літера	Арк.	Аркуші
						36	1