

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Обґрунтування параметрів приводу грейферного навантажувача

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МСм-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Ільків В.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Сташків М.Я.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Довбуш А.Д.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Дзюра В.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Гевко Р.Б.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

студенту Ільківу Василю Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів приводу грейферного навантажувача

Керівник роботи Сташків Микола Ярославович к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «01» вересня 2020 року № 4/7-616

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи

Базова конструкція приводу начіпного грейферного навантажувача ПГБ-1,0; продуктивність навантажувача – не менше 120 т/год, вантажопідйомність – 1 т.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки. 4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Навантажувач грейферний ПГБ-1,0. Загальний вигляд – 2А1. 2. Гідравлічно-механічний привод. Складальне креслення. – 1А1. 3. Привод гідронаса. Складальне креслення – 1А1.

4. Навантажувач грейферний ПГБ-1,0. Схема гідравлічна – 1А1. 5. Деталювання – 1А1.

6. Імітаційне моделювання карданної передачі – 1А1.

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Ільків Василь Миколайович.

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів приводу грейферного навантажувача».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Сташків Микола Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (26 найменувань), 2 додатків. Загальний обсяг текстової частини – 65 сторінок, на яких є 6 таблиць, 17 рисунків. Додатки розміщені на 16 сторінках. Графічна частина складається з 7 аркушів формату А1.

Актуальність теми роботи

Помітною тенденцією в сільськогосподарському виробництві стало застосування потоково-індустріальних технологій, які вимагають постійного підвищення рівня механізації навантажувально-розвантажувальних операцій.

Завантажувально – розвантажувальні операції складають значну частину технологічного процесу виробництва сільськогосподарської продукції. Загальний вантажообіг у сільському господарстві України перевищує 2 млрд.т. На вантажно-перевалочні роботи витрачається 40-50% енергії, а вартість їх складає 35-40% собівартості продукції. Механізація навантажувально-розвантажувальних робіт має особливе значення у контексті комплексної механізації сільського господарства. Удосконалення приводу грейферного навантажувача є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок досліджень дипломної роботи.

Мета роботи

Дослідження параметрів та удосконалення приводу грейферного навантажувача з метою підвищення ефективності його експлуатації.

Завдання дипломної роботи магістра:

- проаналізовано конструкції грейферних навантажувачів;
- запропоновано конструктивні рішення з удосконалення конструкції приводу начіпного грейферного навантажувача;
- розраховано конструктивні та технологічні параметри удосконаленого приводу начіпного грейферного навантажувача;
- побудовано тривимірну модель приводу грейферного навантажувача;
- комп'ютерними засобами інженерного аналізу проведено кінематичні та динамічні дослідження приводу грейферного навантажувача;
- досліджено напружено – деформівний стан елементів конструкції приводу начіпного грейферного навантажувача;
- розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструкція приводу грейферного навантажувача.

Предмет дослідження. Технологічні, кінематичні та силові параметри приводу грейферного навантажувача.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, комп'ютерного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів.

Шляхом розробки та дослідження імітаційної моделі приводу грейферного навантажувача доведено доцільність використання приводу удосконаленої конструкції, що забезпечує підвищення продуктивності навантажувача, зменшення собівартості та затрат на технічне обслуговування і ремонт приводу грейферного навантажувача в цілому.

Практичне значення отриманих результатів.

Запропоновані конструктивні рішення з удосконалення приводу начіпного грейферного навантажувача дозволяють підвищити надійність приводу за рахунок меншої кількості механічних ланок; збільшити вантажопідйомність, а відповідно і продуктивність, навантажувача; знизити собівартість та вартість технічного обслуговування та ремонту приводу.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на IX Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, ТНТУ, 25-26 листопада 2020 року).

Ключові слова: грейферний навантажувач, гідравлічний привод, карданна передача, кінематичні та силові параметри, імітаційне моделювання.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ НАЧІПНОГО ГРЕЙФЕРНОГО НАВАНТАЖУВАЧА	10
1.1. Характеристика грейферних навантажувачів та сільськогосподарських вантажів.....	10
1.2. Огляд конструкцій машин – аналогів	14
1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи	21
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ НАЧІПНОГО ГРЕЙФЕРНОГО НАВАНТАЖУВАЧА	22
2.1. Обґрунтування технологічних параметрів приводу.....	22
2.2. Підбір гідронасоса.....	25
2.3. Розрахунок робочих параметрів навантажувача.....	27
2.4. Розрахунок карданної передачі	28
2.4.1. Кінематика карданної передачі	30
2.4.2. Параметри карданної передачі	33
2.4.3. Розрахунок хрестовини карданної передачі.....	34
2.4.4. Розрахунок вилки кардана	36
2.4.5. Розрахунок труби кардана.....	37
2.4.6. Розрахунок голчатого підшипника	38
2.4.7. Розрахунок шліцевого з'єднання.....	40
2.5. Силовий розрахунок болтів.....	41
2.6. Аналіз НДС опори приводу	44

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	48
3.1. Обґрунтування методу дослідження об'єкту	48
3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень	49
3.3. Аналіз результатів досліджень карданної передачі.....	52
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	54
4.1. Безпека праці при експлуатації навантажувача	54
4.2. Захист персоналу та навколишнього середовища від небезпечних виробничих факторів	59
ВИСНОВКИ.....	62
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	63
ДОДАТКИ.....	65

ВСТУП

Помітною тенденцією в сільськогосподарському виробництві стало застосування потоково-індустріальних технологій, які вимагають постійного підвищення рівня механізації навантажувально-розвантажувальних операцій.

У системі машин, що рекомендується для збору врожаю різних сільськогосподарських культур та для забезпечення галузі підйомно-транспортними машинами, важливе місце займають транспортні засоби та механізми для навантажувально-розвантажувальних робіт, оскільки завантажувально – розвантажувальні операції складають значну частину технологічного процесу виробництва сільськогосподарської продукції [21].

Недостатнє забезпечення транспортними та навантажувально-розвантажувальними засобами та недосконала організація їх експлуатації є основною причиною затримки технологічних процесів, непродуктивного простоювання засобів механізації, збільшення затрат праці та експлуатаційних витрат на виробництво продукції.

Загальний вантажообіг у сільському господарстві України перевищує 2 млрд.т. На вантажно-перевалочні роботи затрачується 40-50% енергії, а вартість їх складає 35-40% собівартості продукції. Тому механізація навантажувально-розвантажувальних робіт має особливе значення у контексті комплексної механізації сільського господарства.

Різноманітність галузей та процесів аграрного виробництва відкриває широкі можливості для організації комплексної механізації вантажно-розвантажувальних операцій в технологічних процесах виробництва сільськогосподарської продукції.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІІ НАЧІПНОГО ГРЕЙФЕРНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

1.1. Характеристика грейферних навантажувачів та сільськогосподарських вантажів

Навантажувач - спеціалізований транспортний засіб, який призначений для виконання операцій захоплення, піднімання, транспортування і укладання вантажу за допомогою спеціальних робочих органів.

На даний момент навантажувачі є найбільш затребуваним видом техніки, що виконує навантажувально – розвантажувальні роботи в численних великих складських зонах, вантажних терміналах і сільських господарствах.

При виборі навантажувача дуже важливо враховувати його умови експлуатації. Виділяють такі основні умови експлуатації:

- 1) Умови роботи навантажувача:
 - закрите приміщення;
 - відкрите приміщення;
 - комбіновано.
- 2) Характеристики зони складування:
 - площа обслуговуваної зони складування;
 - мінімальна висота перекриттів у приміщенні;
 - розміри дверних проходів;
 - найменша ширина проходів в приміщенні;
 - наявність обмежень за вагою;
 - наявність або відсутність стелажів, їх конструкція.
- 3) Характеристики маршруту перевезення:
 - довжина маршруту (траси);
 - наявність підйомів і поворотів, спусків, рам;
 - розміри стелажів;

- ширина проїзду;
- розташування сторонніх предметів на шляху слідування.

4) Характеристики вантажу, який транспортується:

- маса вантажу;
- габарити вантажу;
- положення центра маси вантажу;
- висота укладання вантажу;
- тип вантажу (сипкий вантаж, палети, рулони і т. д.);
- спеціальні вимоги при транспортуванні (крихкуватість або ламкуватість вантажу, характер поверхні і т. д.).

5) Характер підлогового покриття (бетон, асфальт, ґрунт і т.д.):

- тип підлогового покриття;
- стан підлогового покриття.

6) Планована інтенсивність робіт:

- графік роботи (в одну, дві або три зміни);
- обсяг вантажів у день (середнє).

7) Навколишнє середовище і умови виробництва:

- вологість повітря;
- наявність речовин, що забруднюють середовище;
- небезпечне виробництво;
- недотримання санітарних умов.

8) Наявність місць та фахівців для технічного обслуговування техніки.

У сільському господарстві застосовується вельми різноманітна номенклатура навантажувально-розвантажувального обладнання, яке класифікують за технічними та експлуатаційними ознаками.

За технічними ознаками навантажувально – розвантажувальне обладнання поділяють на пристрої циклічної та неперервної дії.

Комплекс операцій технологічного процесу навантажування - розвантажування вантажів машинами першої групи виконується циклічно, коли робочий орган машини періодично переміщається від місця завантаження

вантажу до місця його вивантаження (екскаватори, грейферні навантажувачі).

За експлуатаційними ознаками навантажувально – розвантажувальні машини класифікують за: - видом вантажу, - напрямком переміщення вантажу, - способом агрегування, - видом приводу, - способом встановлення.

Залежно від виду вантажу навантажувально – розвантажувальні машини призначаються для:

- штучних вантажів;
- навалочних вантажів;
- сипких вантажів;
- вантажів різного виду (машини із змінними вантажозахватними пристроями: вилами, гаком, ківшем, грейфером).

Залежно від напрямку переміщення вантажу виділяють чотири групи навантажувально – розвантажувальних машин:

- для горизонтального переміщення;
- для вертикального переміщення;
- для похилого переміщення;
- для комбінованого переміщення.

За способом агрегування:

- самохідні машини (на спеціальному шасі);
- начіпне обладнання (монтуються на тракторі чи автомобілі);
- причіпні машини;
- пересувне обладнання.

За видом приводу:

- від електродвигуна;
- від власного ДВЗ;
- від ДВЗ трактора чи автомобіля.

За способом установки:

- стаціонарні агрегати;
- напівстаціонарні агрегати;
- мобільні машини.

Крім того, розрізняють дві категорії навантажувально – розвантажувальних машин: універсальні й спеціальні. Універсальні машини виконують навантаження й розвантаження різноманітних вантажів, а спеціальні призначені для роботи лише з вантажем певної категорії.

Вантажі класифікують за фізико-механічними властивостями, способом завантажування та умовами транспортування. Особливість сільсько-господарських вантажів (продуктів) полягає у тому, що з часом у них відбуваються біологічні процеси, що змінює їх стан і якість та зумовлює втрати при перевантажуванні та транспортуванні до 40% від загальних втрат.

За фізико-механічними властивостями вантажі поділяються на тверді (зерно, коренеплоди, добрива) та рідкі (молоко, паливо, вода). Головною характеристикою вантажу є його щільність.

Важливою характеристикою сипкого вантажу є також кут природнього відкосу – кут між горизонтальною площиною і поверхнею вантажу, що осипався. Розрізняють кути природнього нахилу у спокої $\varphi_{сп}$ і під час руху φ_p . Для технічних розрахунків приймають $\varphi_p=0,7\varphi_{сп}$. На величину кута природнього відкосу суттєво впливає (зменшує) вібрація.

Суттєвий вплив на щільність вантажів має вологість, зміна якої з часом здійснюється за складними залежностями. У сільськогосподарських вантажах зі збільшенням вологості кут природнього відкосу збільшується.

Суттєву частку сільськогосподарських вантажів складають насипні та навальні вантажі, а особливо стеблові (сіно, солома, сінаж, силос, гній та ін.).

Для роботи з такими вантажами застосовують грейферні навантажувачі, які призначені для роботи з сипкими та зв'язаними вантажами.

Основним робочим органом грейферних навантажувачів є їх вантажозахватний пристрій - грейфер. В сільському господарстві широкого розповсюдження набули гідравлічні грейфери, оскільки практично усі сучасні трактори та самохідні сільськогосподарські машини обладнані гідроприводом.

1.2. Огляд конструкцій машин – аналогів

У сільськогосподарському виробництві до навантажувачів ставлять особливі вимоги внаслідок широкого спектру умов роботи. Необхідність роботи з найрізноманітнішими видами вантажів привело до універсалізації навантажувачів. Їх оснастили різними робочими органами: грейфером, ковшем, екскаваторною лопатою, крюком, кігтями, захватами та ін.

У сільському господарстві використовують як начіпні (ПГ-0,5К, ПГБ-1,0, ПЭ-Ф-1БМ, ПЕ-0,8Б) так і автономні (ПЕА-1,0) навантажувачі. У начіпних навантажувачів технологічне обладнання навішується на трактор, а автономні навантажувачі – це самостійні машини на власному шасі.

У сільськогосподарських підприємствах вони призначені для завантажування таких матеріалів як силос, солома, коренеплоди, органічні та мінеральні добрива, різноманітні сипучі та малосипучі матеріали, а також для проведення малооб'ємних екскаваторних робіт.

При виконанні вантажних робіт майже всі начіпні навантажувачі використовують додаткові виносні опори, що перетворюють трактор у спецмашину для виконання конкретних цільових робіт.

Навантажувачі - екскаватори серії ПЕ-Ф-1 (рис.1.1) вантажопідйомністю 1 тонна є начіпним гідравлічним устаткуванням до тракторів ЮМЗ та МТЗ.

Наявність на тракторі пневмосистеми та тягово-зчіпного пристрою дозволяє агрегату трактор-навантажувач працювати з двоосьовим тракторним причепом моделі 2-ПТС-4.

В основний комплект поставки входить навантажувач з грейфером і бульдозерним відвалом. За окремим замовленням поставляються змінні робочі органи (лопата екскаваторна, грейфер посиленний, кігті, гак).

У таблиці 1.1 подано технічну характеристику навантажувачів – екскаваторів ПЭ-Ф-1Б-1 та ПЭ-Ф-1БМ-1.



Рисунок 1.1 – Навантажувач - екскаватор серії ПЕ-Ф-1

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика навантажувачів серії ПЕ-Ф-1

Характеристика	ПЕ-Ф-1Б-1	ПЕ-Ф-1БМ-1
Вантажопідйомність, т	1,00	
Базове шасі	ЮМЗ-6АКЛ / 6АКМ	МТЗ -80/82
Об'єм грейфера, м ³	0,56	
Висота завантаження, м	3,70	
Найбільший виліт стріли, м : від осі повороту від лінії домкратів	• •	3,90 3,50
Глибина опускання грейфера нижче рівня опорної поверхні, м	2,50	
Робочий сектор, град	160	
Ширина відвалу бульдозера, м	2,00	
Тиск в гідросистемі, МПа	14 +1	
Габаритні розміри в транспортному положенні (з трактором), м: довжина ширина висота	• • •	3,50 (5,50) 1,38 (2,25) 2,60 (3,70)
Маса навантажувача-екскаватора, т	2,40	
Маса навантажувача в агрегаті с трактором, т	5,90	
Транспортна швидкість, км/час	19	

Навантажувач – екскаватор грейферний серії ПГ-1 (рис.1.2) отримано шляхом модернізації навантажувача серії ПЭ-Ф-1.



Рисунок 1.2 – Навантажувач – екскаватор грейферний ПГ-1А

Він призначений для навантажувально-розвантажувальних, екскаваторних і нескладних планувальних робіт в сільському господарстві. Є універсальним і ефективним засобом в агрегаті з трактором ЮМЗ-6 КЛ / КМ, МТЗ-82 / 80 чи ЮМЗ-6 АКЛ / АКМ. Навантажувач ПГ-1А монтується на трактора ЮМЗ-6, а навантажувач ПГБ-1,0 монтується на трактора МТЗ-82 / 80.

Достатні виліт стріли і її кут повороту дозволяють проводити вантажні роботи у важкодоступних місцях без переїздів навантажувача. Навантажувач-екскаватор комплектуються швидкознімними робочими органами: різними типами грейферів для завантаження кормів, гравію, органічних добрив, сінажу, силосу; різними типами екскаваторних лопат (для риття канав в ґрунтах I, II категорій різного профілю); гаком для навантаження штучних і затарених вантажів. Наявність бульдозера для підгортання сипкого вантажу забезпечує якість навантажувальних і планувальних робіт. Всі органи управління навантажувачем знаходяться в кабіні трактора, не погіршуючи її комфортність.

Технічну характеристику навантажувачів – екскаваторів грейферних серії ПГ-1 подано у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – технічна характеристика навантажувачів серії ПГ-1

	ПГ-1А	ПГБ-1.0
Базовий трактор	ЮМЗ-6АКЛ	МТЗ-82
Бульдозерне обладнання		
Висота відвала, мм	620	
Ширина бульдозерного відвала, мм	2000	
Гідросистема		
Ємкість гідросистеми, л	63	
Насоси	НШ-32, НШ-10	
Екскаторне обладнання		
Ширина захвата грейфера, мм	1380	
Кут повороту стріли, °	270	
Продуктивність, т/год. 140	120	
Тип основного робочого органа	грейфер або оборотна лопата	
Вантажопідйомність, кг	800	
Ширина ковша, мм	200	
Місткість ковша екскаватора, м ³	0,27	
Місткість грейферного ковша м ³	0,56	

Шляхом глибокої модернізації навантажувача - екскаватора ПЕ-Ф-1БМ розроблено нове конструктивне виконання грейферного навантажувача-екскаватора ПГБ-1,0А (погрузчик-екскаватор грейферный быстросъемный).

Навантажувач ПГБ-1,0А (рис. 1.3) виробництва ВАТ «Коломиясільмаш» призначений для роботи з органічними і мінеральними добривами, сипучими і малосипучими матеріалами, штучними і зтарованими вантажами, силосом, сінажем; для проведення екскаваторних робіт у таких ґрунтах, як жирна глина, суглинок, ґрунти рослинного шару, ліс, м'який солончак, чорнозем, шлак, щебінь і каштановий ґрунт в немерзлому стані і бульдозерних робіт з врахуванням тягового зусилля трактора.

Монтується навантажувач ПГБ-1,0А на трактор МТЗ-80 / 82. Навантажувач обслуговує одна людина.



Рисунок 1.3 – Навантажувач грейферний начіпний ПГБ-1,0А

Грейферний навантажувач ПГБ-1,0А має ряд переваг перед своїм аналогом ПЕ-Ф-1БМ, а саме:

- оснащений телескопічною надставкою, що дає можливість збільшити радіус дії на 1 метр;
- має посилену раму (швелер № 20 замість № 16 на ПЕФ-1БМ);
- має посилену колону (посадочне місце під підшипники на 40 мм більше, ніж на ПЕФ-1БМ).

Навантажувач ПГБ-1,0А має високу продуктивність і маневреність, що робить його особливо вигідним для використання при великих обсягах

вантажно-розвантажувальних робіт. Навантажувач може також застосовуватися на невеликих будівельних роботах.

До базової комплектації навантажувача входить бульдозерний відвал, грейфер та додаткові робочі органи: кігті, лопата екскаваторна.

Технічні характеристики навантажувача грейферного ПГБ-1,0А подано у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика навантажувача ПГБ-1, 0А

Показники	ПГБ-1, 0А
Вантажопідйомність, т	1,0
Продуктивність, т / год	Не менше 120
Максимальний виліт стріли по осі повороту, м	3,9 / 4,9 *
Максимальний виліт стріли від лінії домкратів, м	3,5 / 4,5 *
Висота навантаження грейфером, м	3,7 / 4,2 *
Висота навантаження гаком, м	4,8
Висота навантаження (екскаваторна лопата), м	2,5 / 3,0 *
Глибина опускання нижче опорної поверхні грейфера, м	2,5 / 3,5 *
Глибина опускання нижче опорної поверхні екскаваторної лопатою, м	2,3
Обсяг грейфера, м / куб	0,56
Робочий сектор, град	270
Екскаваторна лопата, м / куб	0,27
Ширина захоплення бульдозера, м	2,0
Маса навантажувача в стані поставки (без трактора), т	2,3

* Параметри навантажувача з подовжувачем стріли

Універсальний грейферний навантажувач ЕП-Ф-1БМ (рис. 1.4) виробництва республіки Білорусь оснащено чотирма видами начіпного обладнання: ковшем, регульованим відвалом, маніпулятором з вилчатим грейфером із гідравлічним приводом, грейфером для сипких матеріалів.



Рисунок 1.4 – Грейферний навантажувач ЭП-Ф-1БМ

Технічну характеристику навантажувача ЭП-Ф-1БМ подано у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика навантажувача ЭП-Ф-1БМ

Вантажопідйомність, т	1,0
Висота навантаження, м	
грейфером	3,7
екскаваторною лопатою	2,5
Глибина опускання нижче рівне опорної поверхні, м	2,5
Ширина відвалу бульдозера, м	2,0
Найбільший виліт стріли від осі повороту, м	3,9
Об'єм, м ³	
грейфера	0,56
екскаваторної лопати	0,27
Розміри у транспортному положенні, м	
довжина	2,5
ширина	2,5
Висота	3,8
Загальна маса навантажувача без трактора, т (не більше)	6

1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи

Навантажувач грейферний ПГБ-1.0А з приводом базової конструкції монтується на базі трактора МТЗ-80. Функціонування навантажувача забезпечується гідравлічною системою, яка складається з силового гідроциліндра, гідроциліндра ковша, гідроциліндра стріли та поворотного механізму. Привод навантажувача базової конструкції здійснюється від валу відбору потужності трактора МТЗ-80 через редуктор та два шестеренчасті насоси НШ-32.

Такий привод має досить складну компоновку, високу вартість, недостатню надійність та є незручним для обслуговування і ремонту.

У дипломній роботі пропонується замінити існуючий привод із редуктора та двох шестеренчастих насосів на один потужний шестеренчастий насос, з'єднаний з валом відбору потужності трактора карданною передачею.

Такий привод має ряд переваг:

- менша кількість механічних ланок, а відповідно і вища надійність приводу;
- вища вантажопідйомність, а відповідно і продуктивність, навантажувача;
- нижча вартість технічного обслуговування та ремонту приводу;
- менші затрати на покупні вироби для приводу (один шестеренчастий насос замість двох насосів та редуктора).

В сільськогосподарському виробництві начіпні гідравлічні грейфери отримали широке розповсюдження, оскільки усі сучасні трактори та самохідні сільськогосподарські машини обладнані гідроприводом. Тому задача оптимізації існуючих конструкцій приводу грейферних навантажувачів є актуальною.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ НАЧІПНОГО ГРЕЙФЕРНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

2.1. Обґрунтування технологічних параметрів приводу

Для того, щоб підібрати гідронасос для заміни існуючого приводу (складався з двох шестеренчастих насосів НШ-32 та редуктора) (рис. 2.1), який не забезпечує всіх параметрів, що може виконати навантажувач, розрахуємо необхідний тиск та подачу рідини, які повинен забезпечувати гідронасос.

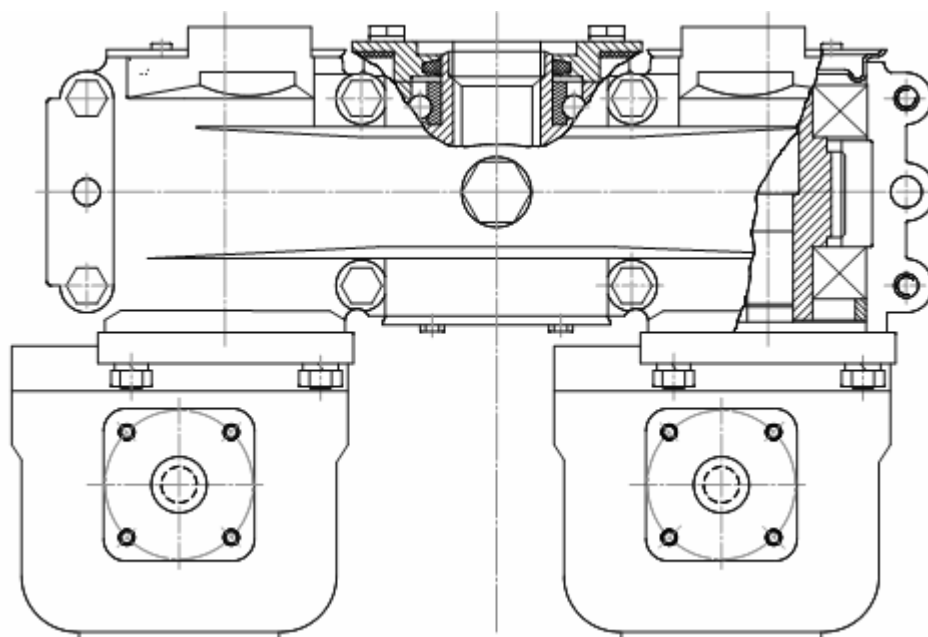


Рисунок 2.1 – Конструкція базового приводу грейферного навантажувача

Для визначення тиску в гідросистемі навантажувача, розрахуємо необхідні зусилля на штоках гідроциліндрів навантажувача.

Зусилля, необхідне для переміщення повністю розгорнутої стріли навантажувача (довжиною $L=3642$ мм) з максимальним вантажем (вантажопідйомність навантажувача $M_V=1000$ кг):

$$F_G = \frac{\left(M_v \cdot L + M_s \cdot \frac{L}{2} \right) \cdot gk}{1}, \quad (2.1)$$

де $M_s=300$ кг – маса стріли навантажувача;

k – коефіцієнт відриву вантажу (відрив спокою);

l – плече дії штока гідроциліндра, $l = 792$ мм (див. лист);

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²:

$$F_G = \frac{\left(1000 \cdot 3642 + 300 \cdot \frac{3642}{2} \right) \cdot 9.81 \cdot 1.5}{1} = 77.79 \text{ кН.}$$

Необхідний робочий тиск у гідросистемі гідронасоса діаметром $D=100$ мм визначаємо за формулою

$$p = \frac{F_G + p_0 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{2} - \frac{\pi \cdot d^2}{2} \right)}{S}, \quad (2.2)$$

де p_0 – атмосферний тиск в системі зливу мастила, $p_0=1$ атм = 0,1 МПа;

d – діаметр штока гідроциліндра, $d = 40$ мм;

$S = \frac{\pi \cdot D^2}{2}$ - площа поршня гідроциліндра, мм².

$$S = \frac{\pi \cdot 100^2}{2} = 1570 \text{ мм}^2.$$

$$p = \frac{77790 + 0.1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 100^2}{2} - \frac{\pi \cdot 40^2}{2} \right)}{1570} = 5,038 \text{ МПа}.$$

Зусилля на штоках двох гідроциліндрів домкратів, які забезпечують стійке положення навантажувача в процесі роботи:

$$F = \frac{\left(\frac{2}{3} \cdot M_T \cdot M_H \cdot M_V\right) \cdot g \cdot k}{n}, \quad (2.3)$$

де – M_T – маса трактора МТЗ-80, $M_T = 3370$ кг;

M_H – маса грейферного навантажувача, $M_H = 2300$ кг;

n – кількість опорних лап навантажувача, $n = 2$.

$$F = \frac{\left(\frac{2}{3} \cdot 3370 \cdot 2300 \cdot 1000\right) \cdot 9.81 \cdot 1.5}{2} = 40.8 \text{ кН.}$$

Тиск необхідний для створення цього зусилля на штоці гідроциліндра визначаємо за формулою (2.2) без врахування другого доданку у чисельнику

$$p = \frac{F_G}{S} = \frac{77790}{1570} = 2.597 \text{ МПа.}$$

Для нормальної роботи гідроциліндрів приймаємо більший із необхідного розрахованого тиску $p \approx 5$ МПа.

Необхідну подачу рідини визначаємо з наступних міркувань.

Визначаємо необхідний робочий об'єм найбільшого з гідроциліндрів ($D=100$ мм) грейферного навантажувача:

$$V = L_1 \cdot \frac{\pi D^2}{2},$$

де L_1 – робочий хід штока основного гідроциліндра стріли навантажувача $L_1 = 1930-1430=500$ мм (див. кінематичну схему навантажувача).

$$V = 500 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{2} = 7.854 \text{ л.}$$

Необхідну подачу рідини гідронасосом визначаємо за формулою:

$$Q = \frac{V}{t},$$

де t – час розгортання стріли навантажувача, $t \approx 10$ с.

$$Q = \frac{7.854}{10} = 47.124 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

Отже, для нормальної роботи навантажувача необхідно підібрати гідронасос, який забезпечує подачу рідини не менше 47 л/хв. та тиск не менше 5 МПа.

2.2. Підбір гідронасоса

За розрахованими параметрами гідросистеми вибираємо гідронасос шестеренчастий НШ-100А (рис. 2.2) технічні дані якого подано у таблиці 2.1.

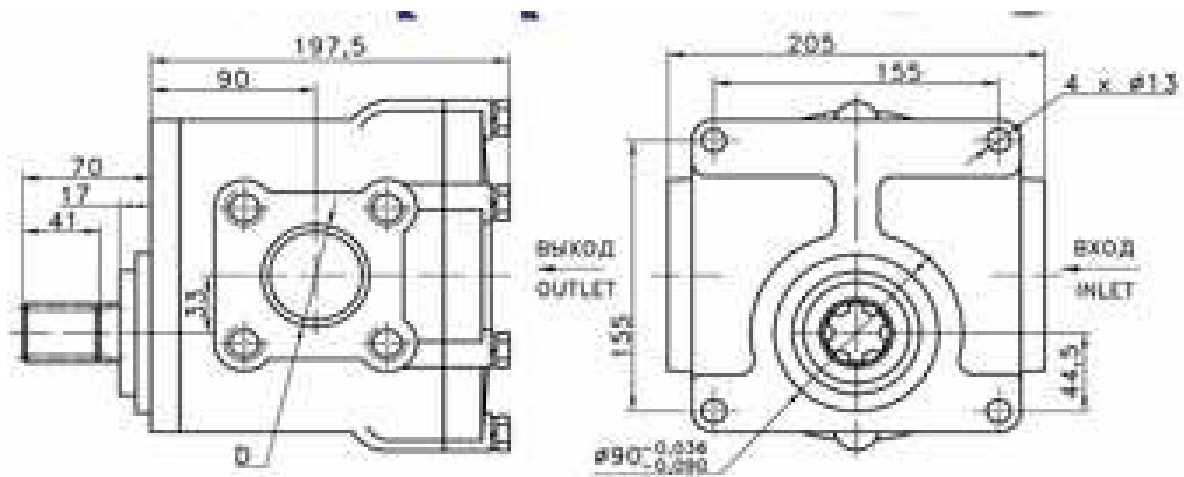


Рисунок 2.2 – Загальний вигляд гідронасоса НШ-100А

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика гідронасоса шестеренчастого НШ-100А

Робочий об'єм, см ³	100
Номінальний тиск, МПа	16
Номінальна частота обертання, с ⁻¹ (об/хв)	32 (1920)
Номінальна подача, л/хв	173,4
Коефіцієнт подачі	0,95
Номінальна потужність, кВт	66,4
Максимальний короткочасний тиск, МПа	21
Максимальний піковий тиск, МПа	25
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	2400
Мінімальна частота обертання, хв ⁻¹	500
Вага, кг	17,0

Номінальна подача рідини при номінальній частоті обертання приводного вала насоса 32 об/с (1920 об/хв) становить 173,4 л/хв.

Визначимо подачу рідини за частоти обертання вала відбору потужності трактора 540 об/хв.

Кількість рідини, яка подається насосом за один оберт приводного вала (див. табл. 2.2):

$$w = \frac{173,4 \frac{\text{л}}{\text{хв}}}{1920 \frac{\text{об}}{\text{хв}}} = 0,09 \frac{\text{л}}{\text{об}}$$

При частоті обертання вала 540 об/хв вибраний насос забезпечить подачу рідини

$$Q = w \cdot n_{\text{ВП}} = 0,09 \cdot 540 = 48,769 \frac{\text{л}}{\text{хв}},$$

що дещо перевищує розраховане значення необхідної подачі $Q = 47,124 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$.

Залежність подачі Q , потужності N , коефіцієнта подачі η_v , коефіцієнта корисної дії η насоса НШ-100А від тиску p при різній частоті обертання в інтервалі температур робочої рідини $30-80^\circ\text{C}$ подано на рис. 2.3.

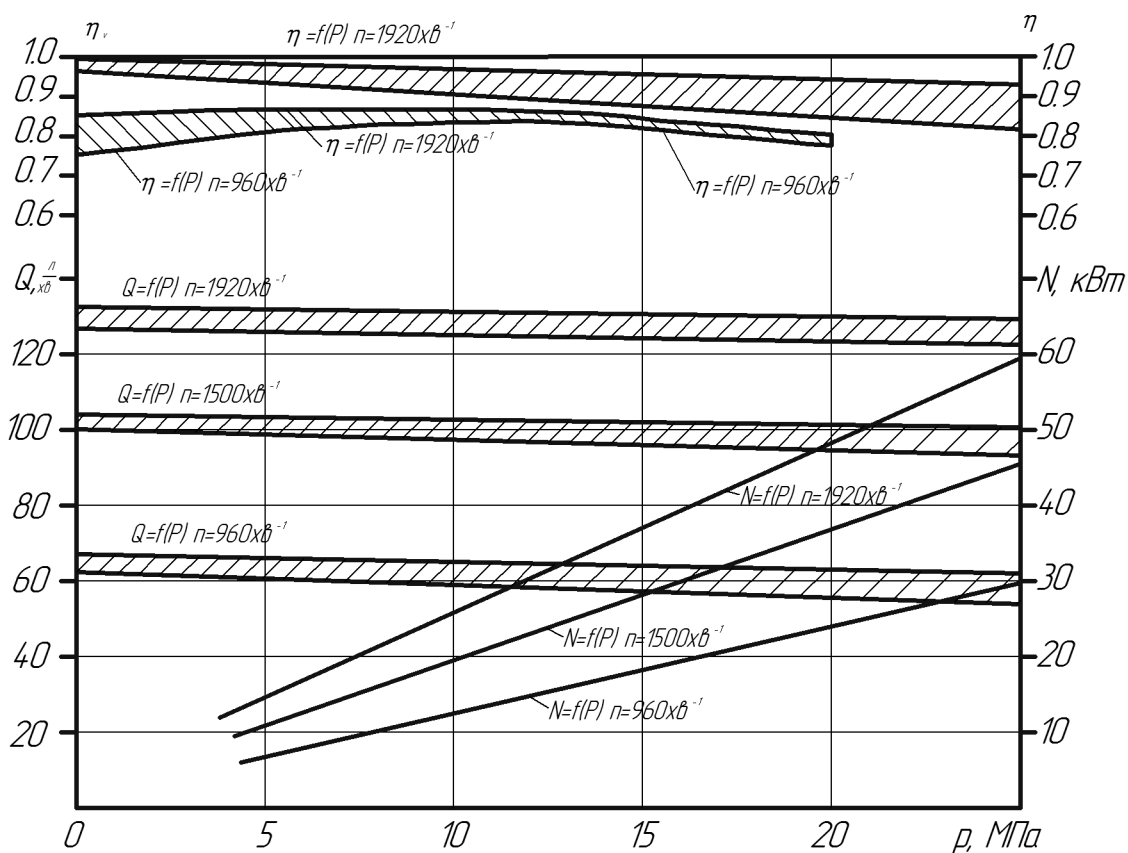


Рисунок 2.3 – Зміна параметрів гідронасоса НШ-100А від тиску

2.3. Розрахунок робочих параметрів навантажувача

При визначеній подачі рідини насосом швидкість виконання повного циклу роботи стріли навантажувача (повне розгортання та згортання стріли) здійснюватиметься за час

$$t = \frac{V}{(w \cdot n)} = \frac{7.854}{(0.09 \cdot 540)} = 17.331 \text{ c},$$

де V – робочий об’єм усіх гідроциліндрів, задіяних у операції, м^3 :

$$V = L_1 \cdot \frac{\pi D^2}{2} + L_2 + L_3 \cdot \frac{\pi d^2}{2} = 500 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{2} + 300 + 320 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{2} = 0.014 \text{ м}^3,$$

де $L_2=1130-830=300\text{мм}$ та $L_3=940-620=320\text{мм}$ – відповідно робочий хід другого та третього гідроциліндрів стріли діаметром $d=80\text{мм}$.

Номінальний крутний момент на валу гідронасоса

$$M_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ном}}}, \quad (2.3)$$

де $P_{\text{ном}}=66.4 \text{ кВт}$ – номінальна потужність гідронасоса;

$n_{\text{ном}} = 1920 \text{ об/хв}$ – номінальна частота обертання вала насоса.

$$M_{\text{ном}} = \frac{66.4}{2 \cdot \pi \cdot 1920} = 330.247 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Потужність, що споживається грейферним навантажувачем від ВВП трактора:

$$P = M_{\text{ном}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ВВП}} = 330.247 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 540 = 18.675 \text{ кВт}.$$

2.4. Розрахунок карданної передачі

Щоб передати крутний момент та потужність від ВВП двигуна до вала гідронасоса застосовуємо карданну передачу.

Карданну передачі застосовують для механізмів з не співвісними або розташованими під кутом валами, взаємне положення яких може змінюватися в процесі руху в результаті пружної деформації рами або кузова. Основними елементами карданної передачі є шарніри, вали та проміжні опори.

Окрім загальних вимог (мінімальні розміри та маса, простота конструкції і обслуговування, технологічність, ремонтпридатність тощо) до карданної передачі ставляться спеціальні вимоги:

- відсутність додаткових навантажень у трансмісії при передачі крутного моменту (згинальних, вібраційних, осьових);
- забезпечення стабільності кутових швидкостей ведучого та веденого валів при зміні кута між валами;
- безшумність, низька вібрація, відсутність резонансних явищ в зоні експлуатаційних швидкостей;
- високий ККД ;
- висока надійність при невеликих затратах на ТО.

Найпростішою у виготовленні та застосуванні є карданна передача неоднакових кутових швидкостей з жорсткими шарнірами та шлицевим компенсатором осьового зміщення.

Карданним шарніром або карданом називається рухоме з'єднання, яке забезпечує передачу обертового руху між валами з осями, що перетинаються під кутом.

Карданні шарніри бувають повними (мають фіксовані осі кочення) і напівкарданними (не мають фіксованих осей кочення).

Крім цього шарнір, конструкція якого забезпечує компенсацію змін довжини карданного вала, називається універсальним, на відміну від простого шарніра, котрий не забезпечує таку компенсацію.

За кінематичними властивостями розрізняють шарніри з однаковими і неоднаковими кутовими швидкостями (синхронні та асинхронні). Жорсткий карданний шарнір з нерівними кутовими швидкостями забезпечує роботу при перекосі осей з'єднаних валів до 2° , а пружні - до 10° . Повний карданний шарнір з нерівними кутовими швидкостями допускає кутові відхилення осей до 20° , а шарнір з рівними кутовими швидкостями - до 45° .

2.4.1. Кінематика карданної передачі

Для передачі потужності від ВВП трактора до гідронасоса приводу навантажувача приймаємо карданну передачу з двома шарнірами та валом, що розташований у одній площині (вертикальній) з ВВП та валом гідронасоса.

Схема такої карданної передачі показана на рис. 2.4.

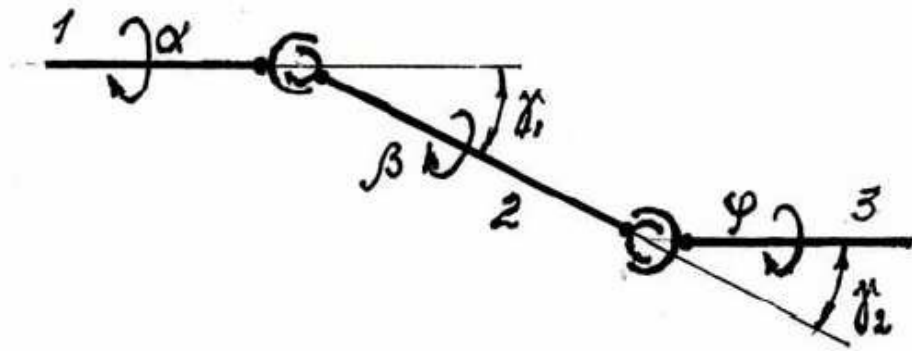


Рисунок 2.4 – Схема карданного шарніра з двома хрестовинами

Якщо ведучий вал карданного шарніра з нерівними кутовими швидкостями обернеться на деякий кут α , то ведений вал за цей час обернеться на якийсь інший кут β . Співвідношення між цими кутами поворотів валів буде:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma_1. \quad (2.4)$$

Диференціювання рівняння (2.4) за часом, отримаємо

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} \cos \gamma_1.$$

Оскільки кутова швидкість ведучого вала визначається як $\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt}$, а

кутова швидкість веденого вала визначається як $\omega_2 = \frac{d\beta}{dt}$, то

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)}. \quad (2.5)$$

Враховуючи рівняння (2.4) і виключивши $\cos^2 \beta$ отримаємо

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma_1}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma_1} = \frac{\cos \gamma_1}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma_1}. \quad (2.6)$$

Отже, вали обертаються з різними швидкостями ($\omega_1 \neq \omega_2$), а ведений вал - нерівномірно.

Степінь нерівномірності обертання веденого вала визначається коефіцієнтом нерівномірності k

$$k = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{1\max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma_1} - \cos \gamma_1 = \frac{\sin^2 \gamma_1}{\cos \gamma_1} = \sin \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 \approx \gamma_1^2.$$

Для карданної передачі, що має два шарніри і вали, які розташовані в одній площині, прийнято вилки проміжного вала 2 розташовувати в одній площині (див. рис. 2.4). В цьому випадку для другого шарніра, з врахуванням того, що площина його ведучої вилки повернута на 90° відносно площини ведучої вилки першого шарніра, можна записати

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \varphi \right) \cos \gamma_2.$$

Це рівняння можна записати:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi},$$

або

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}.$$

Згідно (2.4), для першого шарніра

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1}.$$

Прирівнюючи праві частини двох останніх відповідностей, отримаємо

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}.$$

Отже, синхронність обертання валів 1 і 3 в даному випадку буде забезпечена при $\gamma_1 = \gamma_2$.

Нехтуючи втратами енергії, баланс потужності в шарнірі зображено на рис. 2.4., можна записати

$$T_1 \omega_1 = T_2 \omega_2,$$

або з врахуванням виразу (2.5)

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}{\cos \gamma},$$

де T_1 і T_2 відповідно, крутні моменти на вході і виході від шарніра.

Найбільшого значення $T_{2\max} = \frac{T_1}{\cos \gamma}$ крутний момент, на виході від шарніра, досягає при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2}$

Таким чином, карданний шарнір з хрестовиною можна розглядати як редуктор із змінним передаточним числом

$$u_{\varepsilon\varphi} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}{\cos \gamma},$$

яке досягає двічі максимуму і двічі мінімуму за один оборот вала.

2.4.2. Параметри карданної передачі

Основні розміри таких елементів карданного шарніра як хрестовини та вилки стандартизовані згідно ГОСТ 37.001.068-76 [5].

Ширина H хрестовини (рис. 2.5, а.) є визначальним розміром карданного шарніра і для машин із дизельним двигуном H приймають рівним або більшим

$$H = 7.73 \cdot \sqrt[3]{T_{\text{дв}}} = 7.73 \cdot \sqrt[3]{330} = 53.418.$$

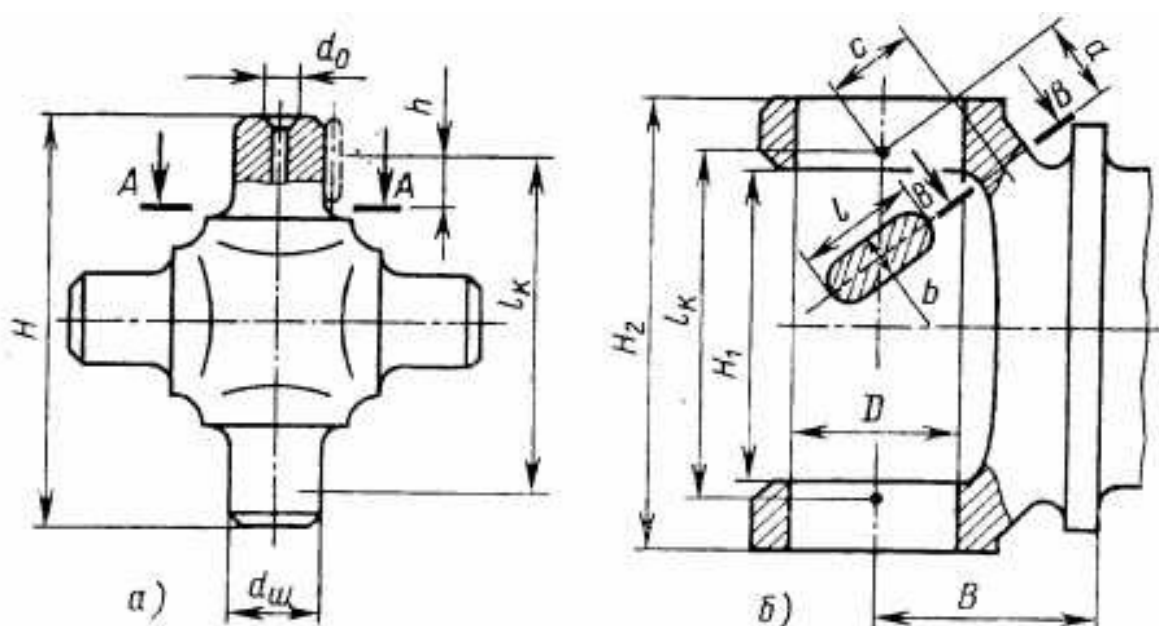


Рисунок 2.5 – Основні розміри елементів карданного шарніра:

а – хрестовина шарніра; б – вилка шарніра.

За розрахованим розміром H з довідкових таблиць (додаток А) вибирають типорозмір карданного шарніра.

За розрахованим значенням $H=53.4$ мм, вибираємо I типорозмір шарніра, для якого параметри хрестовини наступні: $H = 57,170$ мм, $d = 14,725$ мм, $H_1 = 118$ мм, $B = 64,260$ мм, $D = 23,823$ мм.

Вибираємо також підшипник 904902 з числом голок $z_{\text{гол}}=22$ (діаметр голки $d_{\text{гол}}=2,4$ мм, довжина голки $l_{\text{гол}}=10$ мм). Динамічна вантажопідйомність

підшипника становить $C=8,0(8,5)$ кН, а статична $C_0=4,5(11,2)$ кН.

Тип та параметри шліцевого з'єднання вилки шарніра з валом карданної передачі вибираємо згідно ГОСТ 6033-80 та ГОСТ 1139-80:

- відноситься до групи М – з'єднання для передачі крутних моментів;
- за ступенем рухомості – рухоме (може мати значні осьові переміщення елементів під навантаженням);
- за формою профілю шліців – прямобічне, серія з'єднання – легка (згідно ГОСТ 1139-80).

Основні розміри шліцевого з'єднання: зовнішній діаметр $D=40$ мм, мінімальний внутрішній діаметр $d=32$ мм, необхідна кількість зубців $z=16$, діаметр втулки $d_1 \geq 30,6$ мм, радіус $r < 0,5$ мм, катет фаски зубців $f=0,5^{+0,3}$ мм.

Центрування з'єднання приймаємо бокових гранях для забезпечення достатньої міцності з'єднання при експлуатації.

Після визначення розмірів елементів карданної передачі виконують перевірочні розрахунки.

2.4.3. Розрахунок хрестовини карданної передачі

При розрахунку карданної передачі, на міцність перевіряють такі деталі: труба карданного вала, шліцеве з'єднання, вилка кардана, хрестовина кардана.

Нормальна сила, що діє на шарнір хрестовини:

$$P_u = \frac{10^3 M_k}{l_k \cos \gamma} = \frac{10^3 \cdot 330}{65 \cdot \cos 15^\circ} = 5256 \text{ Н},$$

де M_k – крутний момент, який передає кардан, $M_k = 330$ Н·м (див. пункт 2.3);

$l_k = 65$ мм – відстань між підшипниками (рис.2.4, а, б);

$\gamma = 15^\circ$ – кут нахилу карданного вала.

Згинальні напруження для шипа в перетині А–А (рис. 2.5, а)

$$\sigma_s = \frac{P_u h}{W_\sigma} = \frac{5.256 \cdot 10^3 \cdot 5}{318.726} = 82.454 \text{ МПа},$$

де $h = 5 \text{ мм}$ – плече дії сили P_u ;

W_σ – момент опору поперечного перетину шипа, мм^3 :

$$W_\sigma = 0,1 d_u^3 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_u} \right)^4 \right] = 0,1 \cdot 14.725^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{3}{14.725} \right)^4 \right] = 318.726 \text{ мм}^3,$$

де $d_o = 3 \text{ мм}$, а $d_u = 14,725 \text{ мм}$ (див. рис. 2.5).

Отримане напруження $\sigma_s = 82.454 \text{ МПа}$ не виходить за межі допустимих значень $[\sigma_s] = 200 \dots 300 \text{ МПа}$.

Дотичні зрізувальні напруження в перетині А – А шипа

$$\tau_s = \frac{4P_u}{\pi(d_u^2 - d_o^2)} = \frac{4 \cdot 5.256 \cdot 10^3}{\pi \cdot (14.725^2 - 3^2)} = 32,201 \text{ МПа},$$

не перевищують допустимого значення $[\tau_s] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$.

2.4.4. Розрахунок вилки кардана

У вилці кардана виникатимуть напруження згину та кручення. Напруження згину, що виникають при дії сили P_u , прикладеної до плеча a :

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{P_u a}{W_{\sigma}} = \frac{5.256 \cdot 10^3 \cdot 18}{2.888 \cdot 10^3} = 32,759 \text{ МПа},$$

де $b=12$ мм; $l=38$ мм; $a=18$ мм (див. рис. 2.4).

Напруження кручення виникатиме в небезпечному перетині Б–Б під дією сили P_u , що прикладена до плеча $c=10$ мм (рис. 2,4, б):

$$\tau_{\kappa} = \frac{P_u c}{W_{\tau}} = \frac{5.256 \cdot 10^3 \cdot 10}{1.461 \cdot 10^3} = 35,975 \text{ МПа}.$$

Моменти опору, які залежать від форми поперечного перетину, визначаємо вважаючи, що небезпечний перетин має форму прямокутника з розмірами b і l (рис. 2.5, б):

$$W_{\sigma} = bl^2/6 = 12 \cdot 38^2/6 = 2.888 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$
$$W_{\tau} = k_c lb^2 = 0,267 \cdot 38 \cdot 12^2 = 1.461 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

де $k_c=0,267$ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення l/b (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта пропорційності k_c

l/b	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
k_c	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

2.4.5. Розрахунок труби кардана

Відповідно з визначенням допустимої довжини по,

Критичну частоту обертання вала кардана визначаємо згідно [4]:

$$n_{кр} = \frac{1,185 \cdot 10^6 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_{пр}^2} = \frac{1,185 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{2,3823^2 + (0)^2}}{27^2} = 3.872 \cdot 10^3 \text{ хв}^{-1},$$

де $L_{пр}=270$ мм – довжина кардана суцільного перетину ($d=0$ мм).

Дотичні напруження у трубі від дії крутного моменту М:

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\tau}},$$

$$W_{\tau} = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 23.823}{16} = 2.655 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_{\kappa} = \frac{330}{2.655 \cdot 10^3} = 124.3 \text{ МПа}.$$

Отримані напруження $\tau_{\kappa} = 124.3 \text{ МПа}$ не перевищують допустимих напружень 300 МПа.

Кут заручування труби вала при дії крутного моменту М:

$$\Theta_{\kappa} = \frac{180 M_{\kappa} L_{пр}}{J_{\rho} G \pi},$$

де $G = 8.5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль пружності другого роду для сталі.

$J_{\rho} = \frac{\pi D^4}{32}$ - полярний момент опору поперечного перетину вала кардана, м^4 :

$$J_{\rho} = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 23.823^4}{32} = 3.162 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

$$\Theta_{\kappa} = \frac{180 M_{\kappa} L_{np}}{J_{\rho} G \pi} = \frac{180 \cdot 330 \cdot 270}{3.162 \cdot 10^4 \cdot 8.5 \cdot 10^4 \cdot \pi} = 1,899^{\circ}.$$

2.4.6. Розрахунок голчатого підшипника

Визначаємо фактор коливного руху підшипника:

$$f_{\dot{\epsilon}\ddot{\epsilon}} = \frac{\gamma}{\alpha_{\dot{\epsilon}\ddot{\epsilon}}} = 15/16.364 = 0,917,$$

де $\alpha = 360/z_{\text{гол}} = 360/22 = 16,364^{\circ}$ – кут між голчатими роликками.

Знаходимо поправочний коефіцієнт

$$k_{\alpha} = 0.83 \cdot (f_{\text{кол}} + 1) = 0,83(0,917 + 1) = 1,6.$$

Визначаємо коефіцієнт, який враховує вплив коливного руху на термін служби підшипника

$$k_{\dot{\epsilon}\ddot{\epsilon}} = 0.1 \frac{z_{\dot{\epsilon}\ddot{\epsilon}}}{k_{\alpha}} = 0,1 \frac{22}{1,6} = 1,383.$$

Радіальне навантаження на підшипник

$$P_u = \frac{10^3 M_{\kappa}}{l_{\kappa} \cos \gamma} = \frac{10^3 \cdot 3201,24}{90 \cdot \cos 2^{\circ}} = 35591 \text{ Н}.$$

$$P_{r\max} = \frac{k_d M_K}{l_k \cos \gamma} = \frac{1,5 \cdot 330}{0,065 \cos 15} = 7885 \text{ Н.}$$

Приведене навантаження на підшипник

$$P_{PP} = P_{r\max} \cdot k_T \cdot k_\sigma,$$

де k_T – температурний коефіцієнт, $k_T = 1$ при робочій температурі деталі $\leq 100^\circ\text{C}$, $k_T = 1,05$ при $100 \dots 125^\circ\text{C}$, $k_T = 1,1$ при $125 \dots 150^\circ\text{C}$;

k_σ – коефіцієнт безпеки, $k_\sigma = 1,1 \dots 1,2$.

$$P_{PP} = 7885 \cdot 1 \cdot 1,15 \approx 9000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність підшипника, Н:

$$C = F \cdot z_{\text{зол}}^{2/3} \cdot d_{\text{зол}} \cdot l_{\text{зол}},$$

де A – сталий коефіцієнт, рівний 39 Н/мм^2 для голчатих підшипників без сепаратора і 59 Н/мм^2 – для підшипників із сепаратором.

$$C = 59 \cdot 22^{2/3} \cdot 2,4 \cdot 10 = 11120 \text{ Н.}$$

Термін служби голчатого підшипника на карданному шарнірі:

$$L_S = k_{\text{кол}} \frac{10^6}{n} \left(\frac{C}{P_{PP}} \right)^{3,33} = 1,383 \frac{10^6}{540} \left(\frac{11120}{9000} \right)^{3,33} = 5180 \text{ год,}$$

що відповідає близько 7 рокам роботи навантажувача.

2.4.7. Розрахунок шліцевого з'єднання

Середній діаметр шліцевого з'єднання:

$$d_{cp}=0,5(D+d)=0,5\cdot(40+32)=36 \text{ мм.}$$

Робоча висота шліців:

$$h(p)=0,5(40-32)-f_b-f_c=0,5\cdot(40-32)-0,5-0,5=3 \text{ мм.}$$

Приведена висота шліца:

$$h = r/0,1 = 0,5/0,1 = 5 \text{ мм.}$$

Сумарний статичний момент площі поверхонь з'єднання відносно вала:

$$S_F = 0,5 d_{cp} h z = 0,5 \cdot 36 \cdot 3 \cdot 16 = 864 \text{ мм}^2.$$

Середнє напруження зминання:

$$\sigma_{зм.ср} = \frac{M_{nom} 10^3}{S_F l} = \frac{330 \cdot 10^3}{864 \cdot 65} \approx 6 \text{ МПа,}$$

де $l = 65$ мм – робоча довжина з'єднання.

Максимальне напруження зминання:

$$\sigma_{зм.мах} = \sigma_{зм.ср} K_z K_{пр} K_{п} = 6 \cdot 1 \cdot 1,784 \cdot 1,15 = 12,3 \text{ МПа,}$$

де $K_{пр} = 1 + 2 \cdot (0,004 l + 0,05 l^2/D^2) = 1 + 2 \cdot (0,004 \cdot 65 + 0,05 \cdot 65^2/40^2) = 1,784$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_{\delta}}{\sigma_{\text{нн.мах}}} = \frac{370}{12,3} = 30,$$

де $\sigma_m = 370$ МПа – межа текучості для сталі.

2.5. Силовий розрахунок болтів

Насос кріпиться чотирма болтами, але розрахунок проводимо окремо на кожен болт $Z = 1$; навантаження на кронштейн і пластини $F = 174.778$ Н.

Болти навантажені осьовою розтягуючою силою (попереднє затягування і потягування болтів відсутні).

Внутрішній діаметр різьби визначаємо за формулою

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma]_p \cdot Z}},$$

де $[\sigma]_p$ - допустимі напруження для матеріалу гвинта при розтягу.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[S]} = \frac{320}{3} = 106.7 \text{ МПа},$$

$[S]$ – коефіцієнт запасу міцності.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma]_p \cdot Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 174.778}{\pi \cdot \frac{106.7 \cdot 10^6}{1.6} \cdot 1}} = 3.5 \text{ мм.}$$

Приймаємо болт $d=12$ з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}}=9.84$.

Вважаємо, що болти попередньо затягнуті і навантажені силою F , прикладеною вздовж їх осі. Попереднє затягування болтів забезпечує щільність з'єднання і запобігає взаємним зміщенням деталей стику.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}},$$

де F_p – розрахункова осьова сила на один болт, Н.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[S]},$$

де S – коефіцієнт запасу міцності при неконтрольованому затягуванні болта.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 174.778}{\pi \cdot \frac{106.7}{5}}} = 10.4 \text{ мм.}$$

При змінному навантаженні необхідне затягування болтів забезпечується до прикладання сили:

$$F_p = [13 \cdot k \cdot (1 - x) + x] \cdot F_{ат} = [13 \cdot 3 \cdot (1 - 0.25) + 0.25] \cdot \frac{174.778}{6} = 859 \text{ Н.}$$

Підбираємо довжину болта $l = 80$ мм, довжину різьбової частини $l_0 = 29$ мм та висоту гайки $H_g = 9.5$ мм.

Визначаємо силу попереднього затягування болта:

$$F_{зам} = [k \cdot (1 - x)] \cdot F_{вн} = [3 \cdot (1 - 0.137)] \cdot \frac{174.778}{6} = 75 \text{ Н,}$$

$$x = \frac{\lambda_a}{\lambda_a + \lambda_{\bar{a}}} = \frac{1.46 \cdot 10^{-6}}{9.2 \cdot 10^{-6} + 1.46 \cdot 10^{-6}} = 0,137,$$

де λ_6 – податливість болта (рівна деформації болта при одиничному навантаженні);

λ_0 – сумарна податливість з'єднаних деталей;

l_2 – довжина гладкої частини стержня болта, мм;

l_1 – довжина нарізної частини болта, мм;

E_6 – модуль пружності для матеріалу болта ($E_6 = 2.1 \cdot 10^5$ Н/мм²);

A_6 – площа перерізу гладкої частини болта, мм²;

A_6 – площа поперечного перерізу різьбової частини болта, мм^2 ;

$$A_a = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113 \text{ мм}^2.$$

У випадку з'єднання кронштейнів без додаткових прокладок:

$$\lambda_a = \frac{2 \cdot h_1}{E_a \cdot A_a} = \frac{2 \cdot 20}{2.1 \cdot 10^5 \cdot 130.7} = 1.46 \cdot 10^{-6}$$

E_0 – модуль пружності матеріалу деталей (для сталевих $E_0 = 2.1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$);

A_0 – площа поперечного перерізу деталей в місці деформації, мм^2 ;

$$A_a = \frac{\pi}{4} [(a + 0.5 \cdot h_1)^2 - d_{\text{іда}}^2] = \frac{\pi}{4} [(15 + 0.5 \cdot 20)^2 - 12.8^2] = 362 \text{ мм}^2,$$

де a – діаметр опорної поверхні гайки;

$d_{\text{отв}}$ – діаметр отвору під болт, $d_{\text{отв}} = 12.8 \text{ мм}$.

Розрахунок болта на статичну міцність (за максимальними напруженнями).

$$S = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{б max}}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{б max}}} \geq [S],$$

де $\sigma_{\text{б max}}$ – максимальні напруження в болті.

$$\sigma_{\text{б max}} = \frac{1.3 \cdot F_{\text{зам}} + F_{\text{вн}}^{\text{б}}}{A_{\text{б1}}} = \frac{1.3 \cdot 75 + 174.778}{362} = 0.75.$$

2.6. Аналіз НДС опори приводу

Для монтажу гідронасоса приводу грейферного навантажувача на тракторі, за допомогою системи твердотільного моделювання Компас-3D проектуємо опору, яка складається з циліндра 1, плити 2 та основи 3 (рис. 2.6), виготовлених з листового матеріалу товщиною 16 мм.

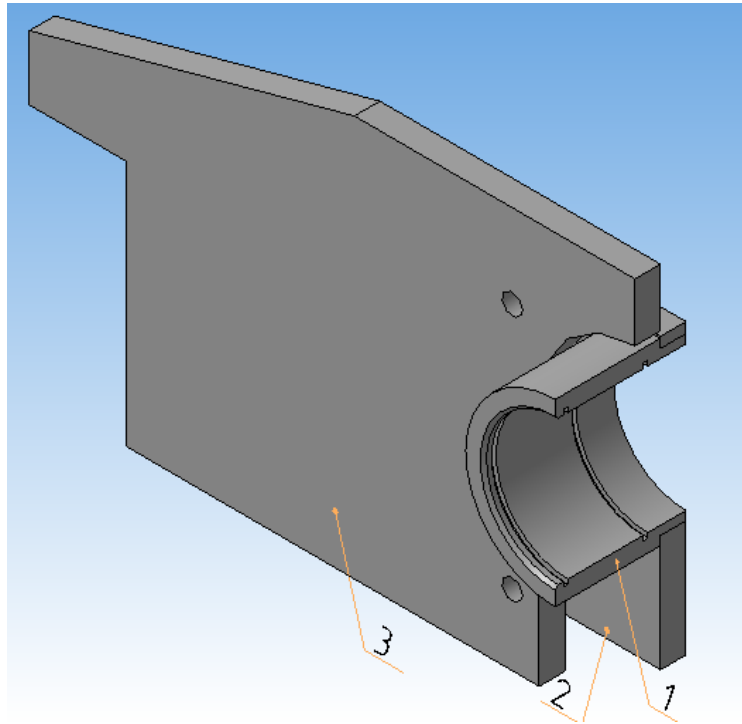
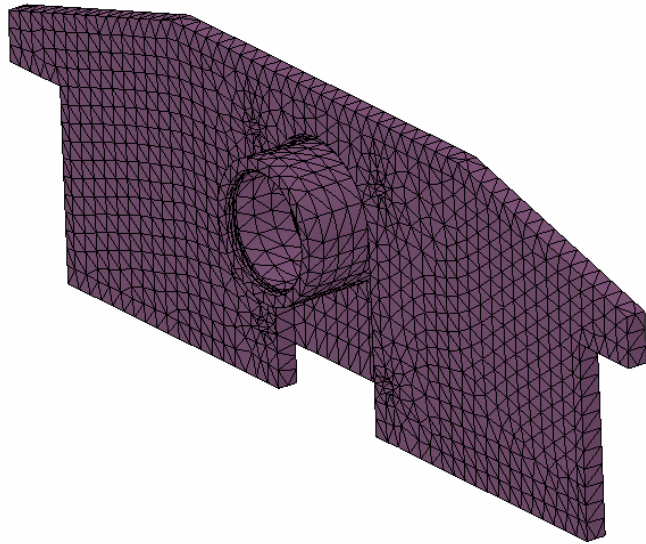


Рисунок 2.6 – Твердотільна модель опори гідронасоса

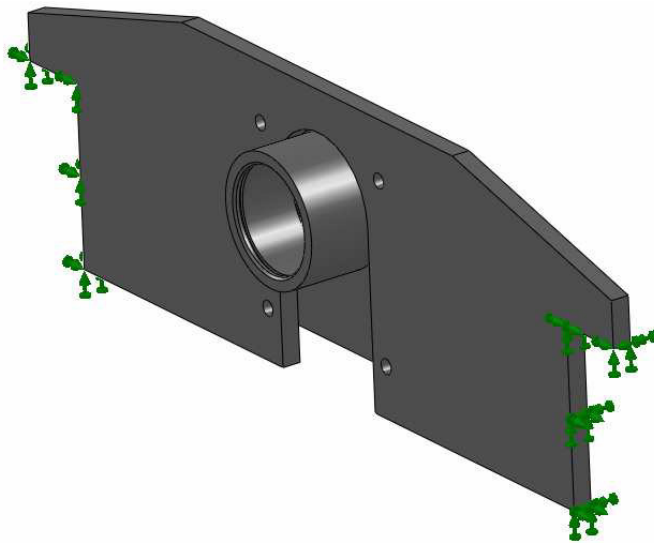
За допомогою модуля кінцевоелементного аналізу CosmosWorks системи тривимірного моделювання SolidWorks проводимо аналіз напружено-деформованого стану опори (рис. 2.7). Для цього завантажуюмо 3D-модель кронштейна у систему та створюємо кінцевоелементну сітку (рис. 2.7, а).

Задаємо умови закріплення опори (рис. 2.7, б) Оскільки опора кріпиться до рами навантажувача за допомогою електродугового зварювання (нероз'ємне з'єднання), то задаємо умови защемлення на бокових поверхнях основи.

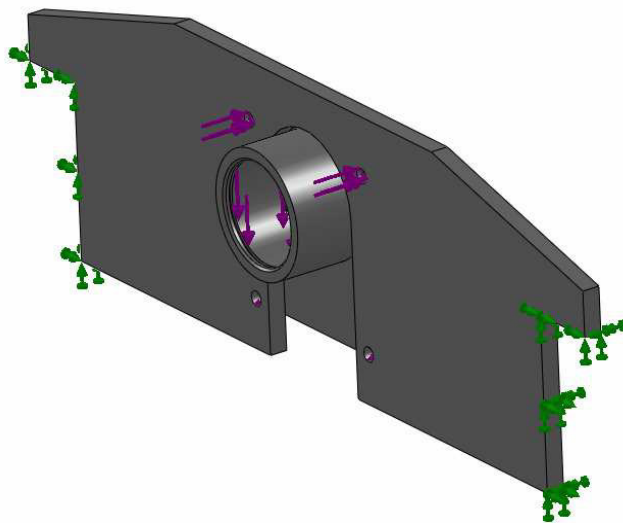
Задаємо зовнішнє навантаження, яке діє на опору (рис. 2.7, в). Для цього на кріпильних отворах плити до основи задаємо розосереджене зусилля 133Н, величина якого визначається вагою гідронасоса (17 кг). У циліндрі опори задаємо зусилля 7885 Н, розраховане у підрозділі 2.1.



а)



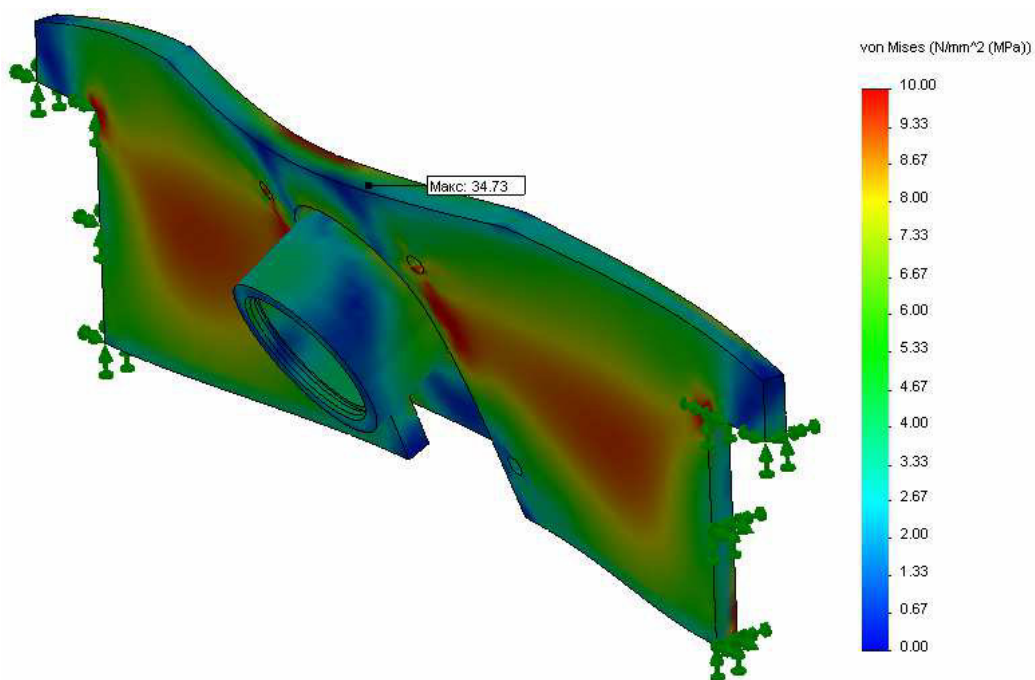
б)



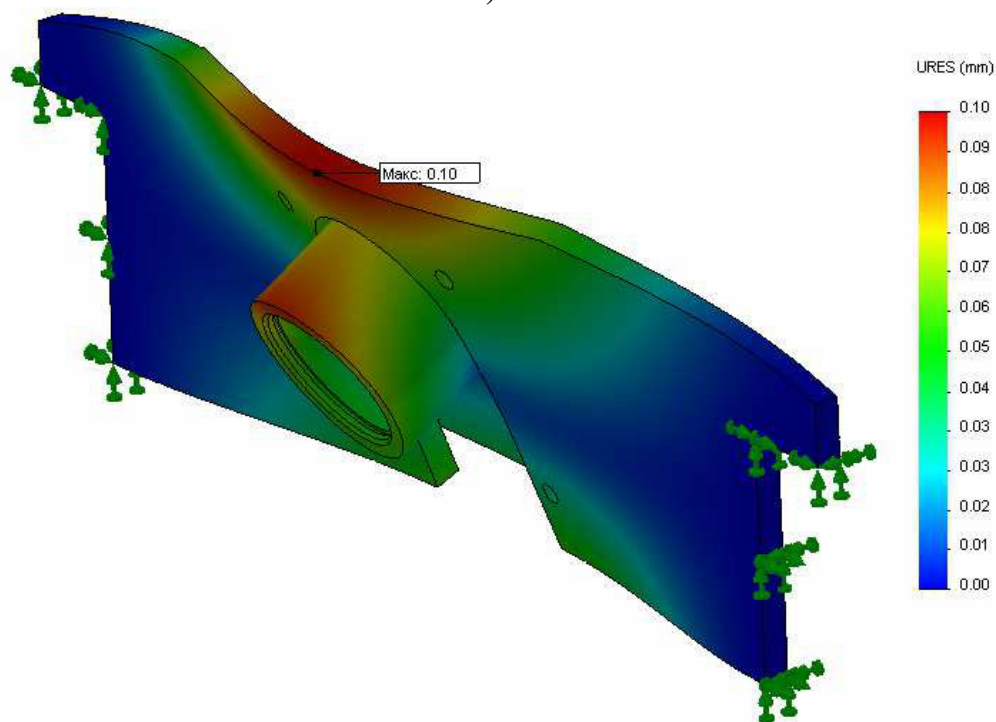
в)

Рисунок 2.7 – Моделювання навантаження опори гідронасоса

Результати розрахунку напружено-деформованого стану опори гідронасоса за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks подано на рис. 2.8.



а)



б)

Рисунок 2.8 – Результати розрахунку кронштейна:

а – напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); б – переміщення точок, мм.

Максимальні напруження в опорі гідронасоса спостерігаються у верхній точці по середній площині. Їх величина становить $\sigma \approx 35$ МПа.

Максимальне переміщення цієї точки опори становить 0,1 мм.

Проведемо аналіз запасу міцності опори. Мозаїка розподілу запасу міцності показана на рис. 2.9.

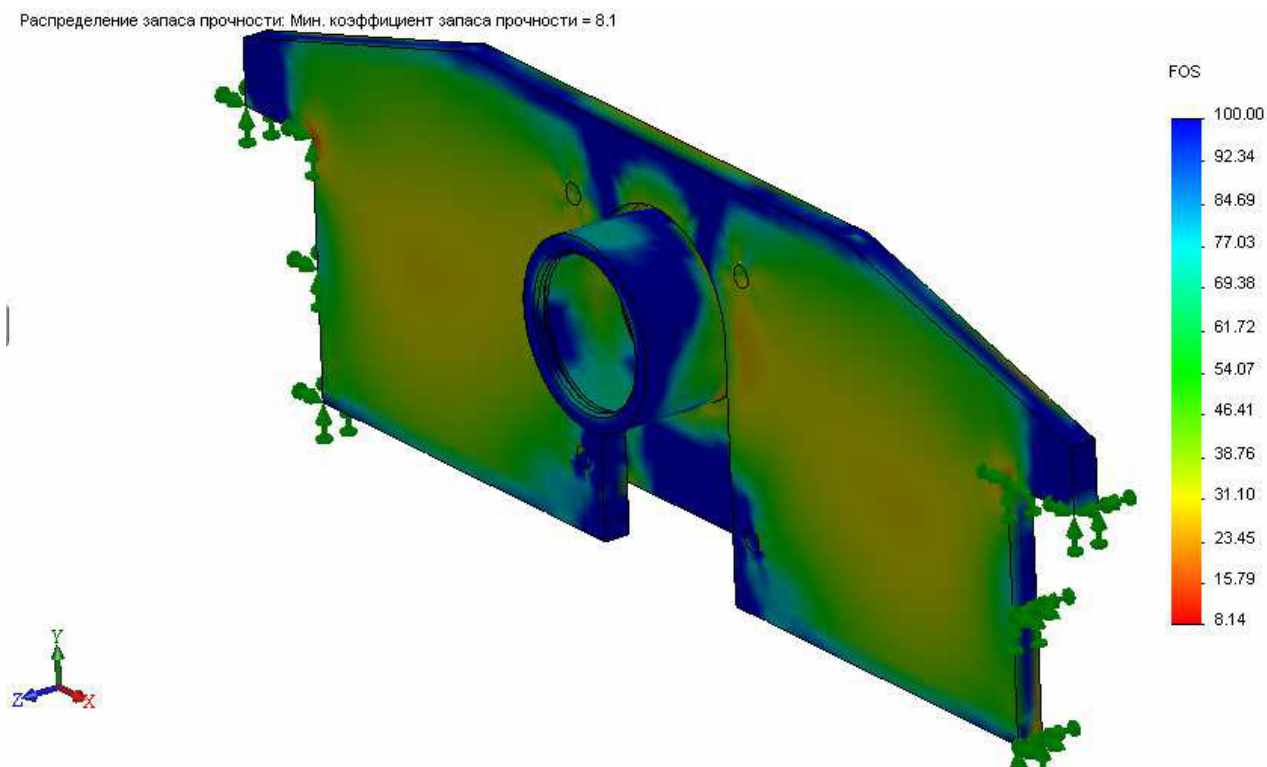


Рисунок 2.9 – Розподіл коефіцієнта запасу міцності (FOS)

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 8,14.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування методу дослідження об'єкту

У сучасному програмному забезпеченні інженерного аналізу, як правило, автоматизовано як рішення, так і формування математичних моделей об'єктів. У найбільш загальному випадку математична модель (ММ) на макрорівні представляється як система диференціальних рівнянь.

Така система складається з компонентних і топологічних рівнянь. Зазвичай користувач САПР вирішує питань, пов'язаних безпосередньо з отриманням рівнянь. Він оперує еквівалентними схемами, що складаються з набору елементів, поєднаних певним чином.

Проте використання елементів в схемі передбачає їх наявність в бібліотеці моделей програмного комплексу аналізу динамічних систем. Бібліотека моделей створюється розробником САПР і містить типовий набір описів моделей, достатній для вирішення спільних завдань аналізу ряду технічних систем.

У САПР застосовуються декілька методів формування ММ об'єктів, що розрізняються вибором системи базисних змінних. У основі деяких з них лежать відомі методи, традиційно використовувана в різних областях техніки, наприклад вузловий метод. У механіці він відомий як метод переміщень. За основне топологічне рівняння у вузловому методі приймають рівняння рівноваги, а як базисні координати – фазові змінні, що відносяться до вузлів еквівалентної схеми. Вузловий метод успішно застосовується і для моделювання гідравлічних систем. Досить відомий, але менш поширений в САПР контурний метод, який у механіці називають методом сил.

Для отримання таких рівнянь розроблений спеціальний метод, званий методом змінних стану. Інколи застосовується табличний метод, який порівняно простий в реалізації, але приводить до створення моделі більшої розмірності. Формальна схожість початкових компонентних і топологічних

рівнянь дозволяє застосовувати будь-який з методів для моделювання всієї номенклатури технічних об'єктів.

Кожен із методів має свої особливості, що стосуються форми опису початкових даних, але синтаксис вхідної мови опису об'єкту визначається розробником програмного комплексу, який і створює цю мову.

Отже, щоб використовувати процедури математичного моделювання роботи технічних об'єктів на макрорівні користувачеві САПР необхідно:

- уміти складати еквівалентні схеми об'єктів;
- мати програмний комплекс для аналізу систем;
- вивчити особливості комплексу в частині складання еквівалентних схем і мову комплексу.

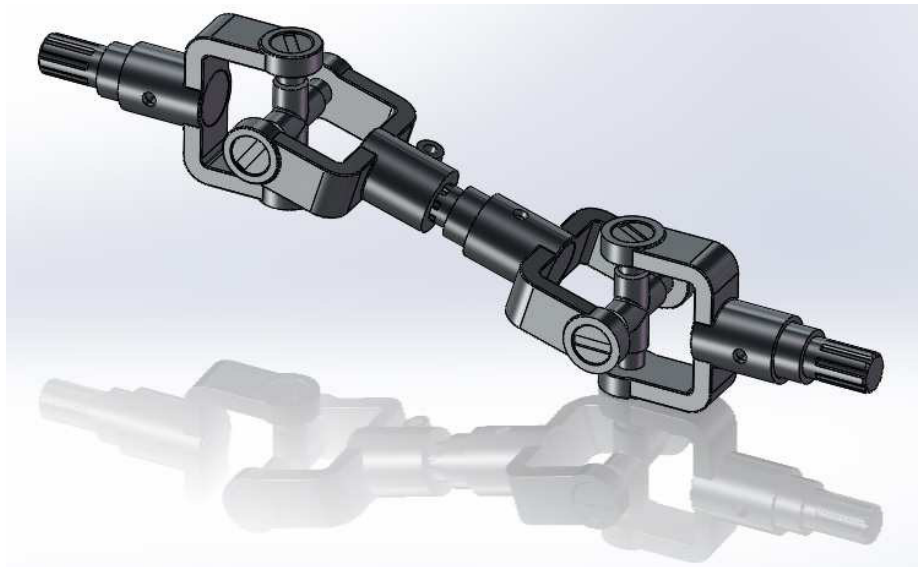
Для виконання моделювання користувачеві необхідно:

- розробити еквівалентну схему об'єкту з врахуванням особливостей програмного комплексу і можливостей бібліотеки ММ елементів;
- активізувати програму аналізу;
- за допомогою вхідної мови програмного комплексу описати структуру об'єкту і параметри елементів схеми;
- описати завдання на виконання моделювання;
- вміти обробити отримані результати.

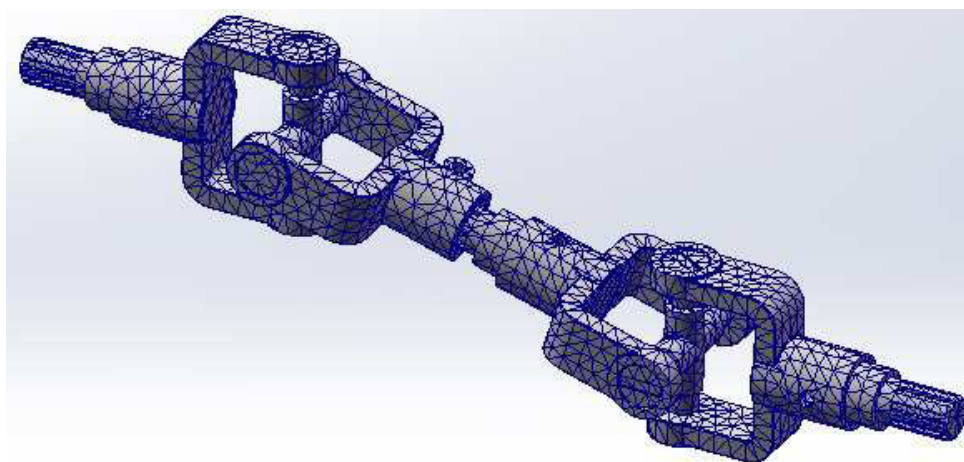
Одним з найбільш поширеним програмним забезпеченням для виконання інженерного аналізу є програмний комплекс SolidWorks, який пропонує великий набір інструментів для реалізації поставлених завдань.

3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень

Найпростішою у виготовленні та застосуванні є карданна передача неоднакових кутових швидкостей з жорсткими шарнірами та шліцевим компенсатором осьового зміщення. Загальний вигляд 3D моделі такої карданної передачі, виконаної у SolidWorks показано на рис. 3.1.



а)



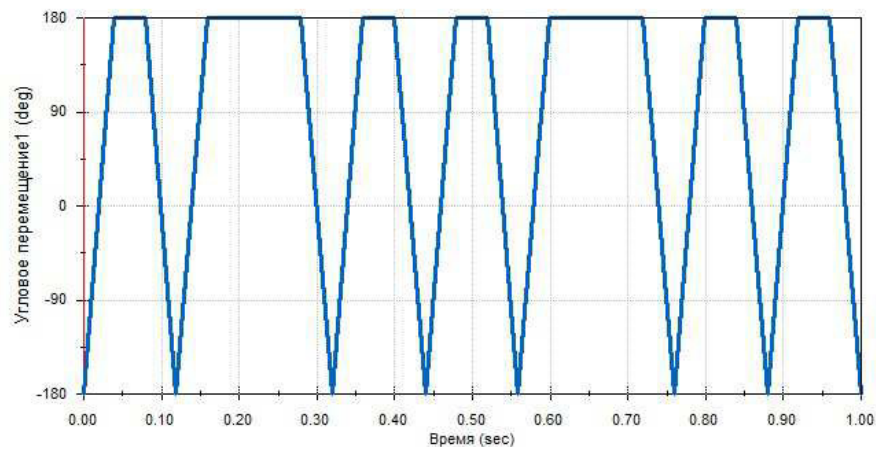
б)

Рисунок 3.1 – Загальний вигляд 3D моделі карданної передачі

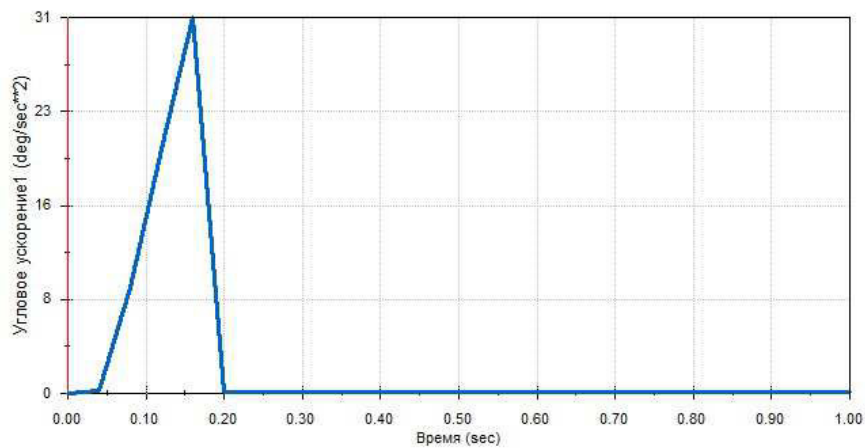
Імітаційне моделювання здійснювали засобами програмного комплексу SolidWorks методом скінчених елементів. Загальний вигляд сітки кінцевих елементів карданної передачі показано на рис. 3.1, б.

Кінематичний аналіз карданної передачі виконували із застосуванням модуля інженерного аналізу Motion. Вихідними даними для розрахунку були частота обертання ВВП 540 об/хв. та крутний момент – 330,25 Н·м (див. п. 2.3).

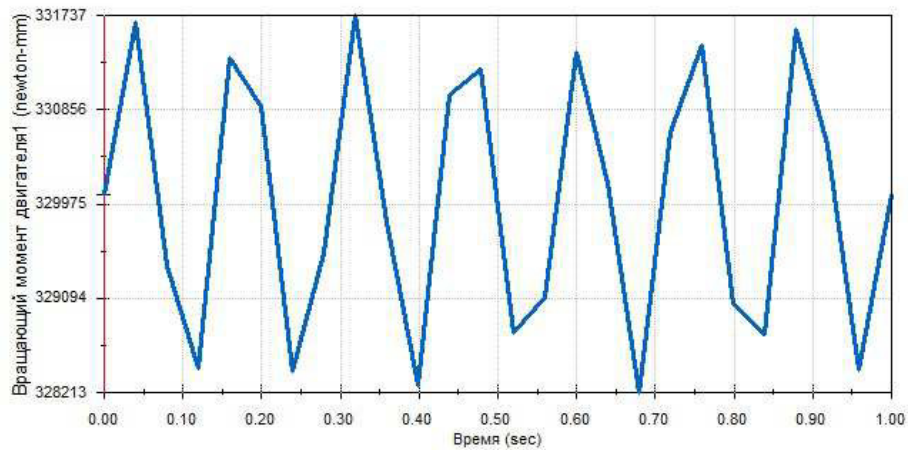
За результатами кінематичного аналізу отримано графіки зміни кутових переміщень (рис. 3.2, а), кутових прискорень (рис. 3.2, б), крутного моменту (рис. 3.2, в) та споживаної потужності (max 18,7 кВт) (рис. 3.2, г) у часі.



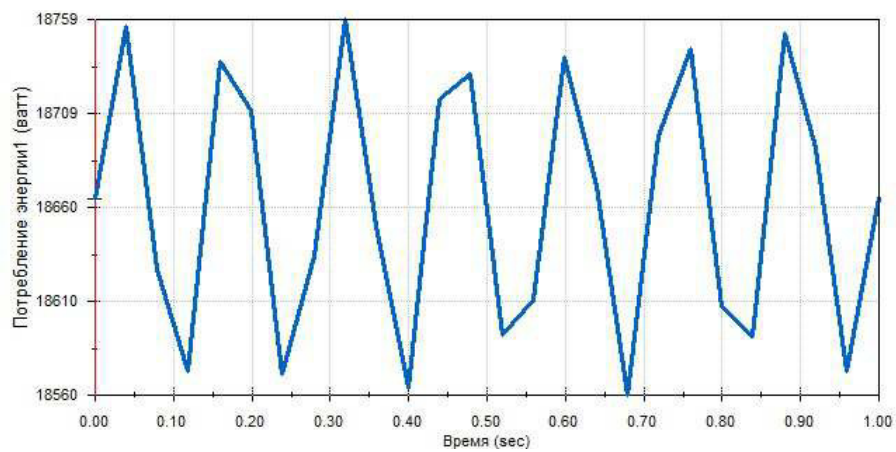
а)



б)



в)



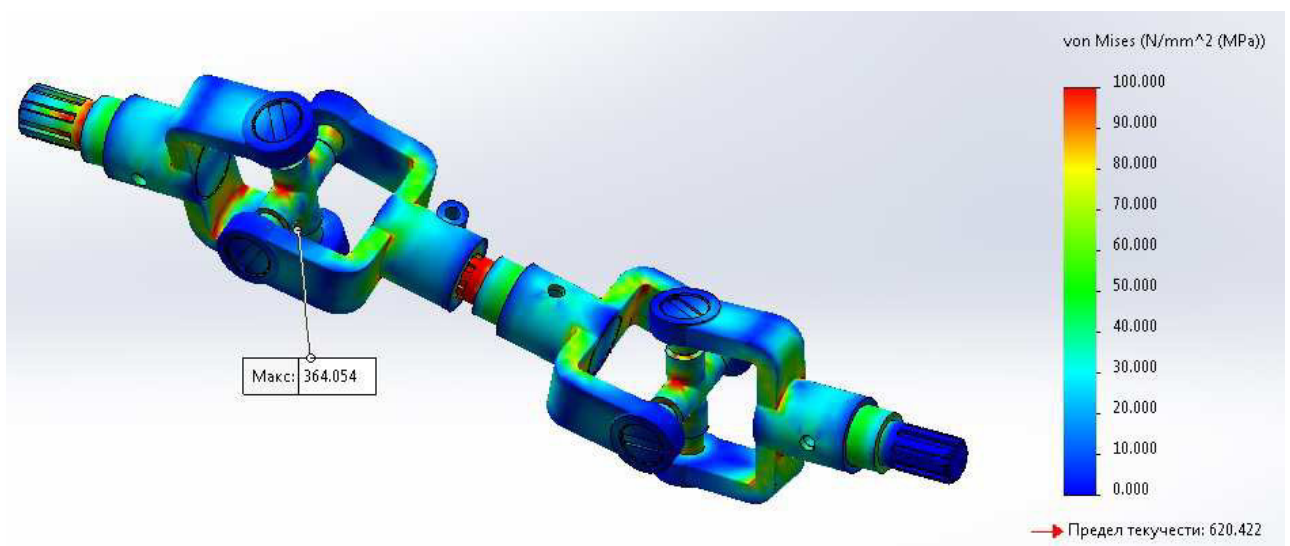
г)

Рисунок 3.2 – Результаты кинематического анализа карданной передачи

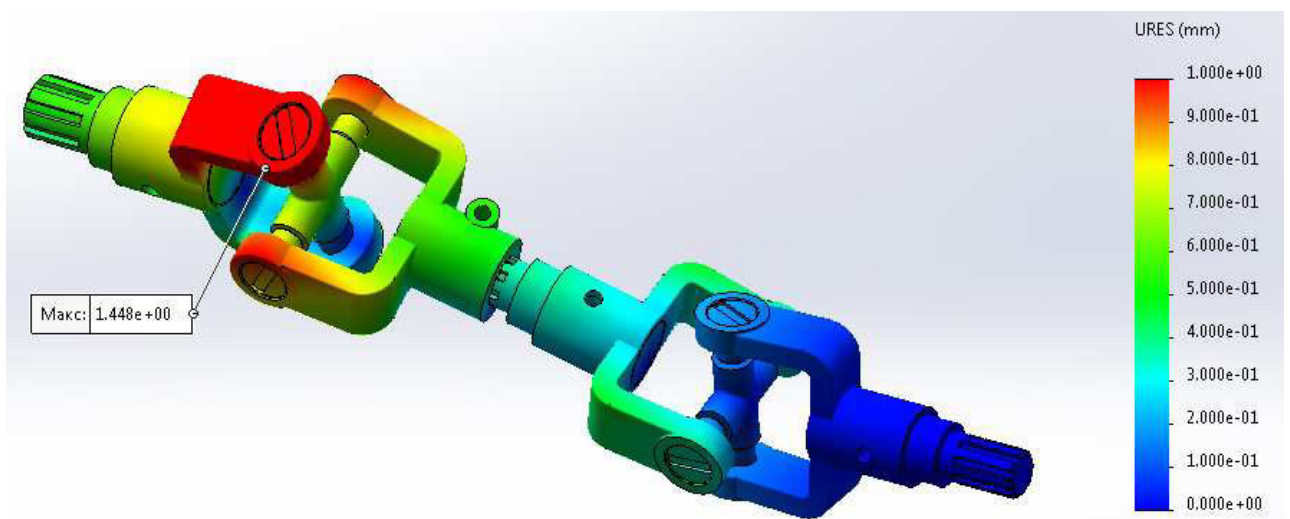
3.3. Аналіз результатів досліджень карданної передачі

За результатами кінематичного аналізу встановлено, що не зважаючи на те, що частота обертання ВВП є постійною, зміна кутових переміщень має нерівномірний характер. Максимальне кутове прискорення 31 град/сек² спостерігається на 0,16 с. Зміна споживаної потужності має ламаний характер, але її максимальна величина відповідає розрахованому значенню (див. п. 2.3).

Зусилля, отримані у модулі кінематичного аналізу Motion, передано у модуль Simulation для проведення аналізу напружено-деформованого стану (НДС) карданної передачі (рис. 3.3).



а)



б)

Рисунок 3.3 – Результати силового аналізу карданної передачі

За результатами дослідження напружено-деформованого стану карданної передачі встановлено, що максимальні напруження величиною 364 МПа (рис. 3.3, а) виникатимуть у передній хрестовині кардана. Максимальні переміщення не перевищують 1,5 мм (рис. 3.3, б) і спостерігаються у місці кріплення цієї хрестовини до передньої вилки.

Розподіл запасу міцності у елементах карданної передачі показано на рис. 3.4.

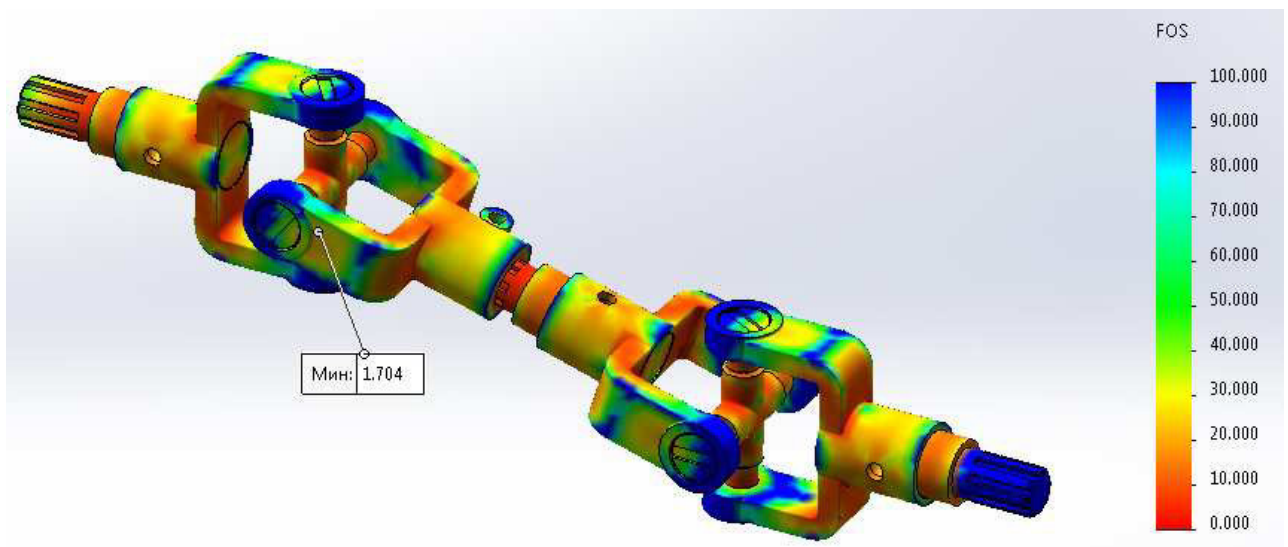


Рисунок 3.4 – Коефіцієнт запасу міцності карданної передачі

Як бачимо з рис. 3.4 мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності спостерігається для передньої вилки проміжного валу і становить 1,7.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Безпека праці при експлуатації навантажувача

Основні групи небезпечних чинників, що можуть виникнути під час експлуатації та в разі порушення умов експлуатації навантажувачів, наступні.

Механічні види небезпеки, пов'язані з підймальними операціями навантажувачами і спричинені:

а) падінням вантажу, зіткненням, перекиданням навантажувача внаслідок:

- недостатньої стійкості навантажувача;
- неконтрольованого завантаження, перевантаження, перевищення перекидного вантажного моменту;
- неконтрольованої амплітуди руху механізмів і складових частин навантажувача;
- несподіваного або непередбаченого руху вантажу;
- невідповідних змінних вантажозахоплювальних пристроїв і тари;
- зіткнення декількох навантажувачів або навантажувачів з іншими транспортними засобами;

б) недостатньою механічною міцністю складових частин і деталей;

в) неправильним вибором ланцюгів, змінних вантажозахоплювальних пристроїв та їх неправильним установленням (навішуванням) на навантажувач;

г) неконтрольованим опусканням вантажу механізмом з фрикційним гальмом;

г) дією вантажу на працівників (нанесення удару вантажем або противагою).

Механічні види небезпеки, пов'язані зі складовими частинами навантажувача, з вантажами, що переміщуються, і зумовлені, наприклад, формою (гострі крайки, ріжучі елементи, гострокінцеві частини тощо), місцем установлення, масою та стійкістю (потенційна енергія частин, що можуть бути

зрушені під дією сили тяжіння), масою та швидкістю (кінетична енергія частин під час контрольованого чи неконтрольованого рухів), прискорюванням, недостатньою механічною міцністю, що може призвести до небезпечних поломок чи до руйнувань, накопиченням енергії усередині навантажувача (у пружних елементах, у рідинах, газах, що перебувають під тиском), порушенням безпечних відстаней:

- а) здавлювання;
- б) поріз;
- в) розірвання чи відсікання;
- г) намотування, утягування чи захоплення частин одягу, кінцівок тощо;
- г) удар;
- д) укол або проколювання;
- е) розбризкування рідини під високим тиском;
- є) утрата стійкості елементів;
- ж) ковзання, спотикання або падіння (на навантажувачі чи з навантажувача) працівників.

Електричні види небезпеки від електрошоку чи опіків, що можуть призвести до травм або смерті, або внаслідок чинника несподіваності, викликаного електричним ударом, до падіння працівника з причини:

- а) контакту працівників з частинами автонавантажувача, що звичайно перебувають під напругою (прямий контакт);
- б) контакту працівників з частинами автонавантажувача, що перебувають під напругою через несправність (непрямий контакт);
- в) дії електростатичних процесів, наприклад контакту працівників з електрично-зарядженими частинами;
- г) термічного випромінювання або таких процесів, як розбризкування розплавлених речовин, хімічних процесів під час коротких замикань тощо.

Термічні види небезпеки, що призводять до опіків, обмороження та інших травм, викликаних:

а) контактом працівників з предметами або матеріалами з дуже високою або низькою температурою;

б) полум'ям або вибухом;

в) роботою в гарячому або холодному виробничому середовищі.

Небезпека, спричинена шумом, що може призвести до:

а) тривалого порушення гостроти слуху;

б) дзвону у вухах;

в) втоми, стресу тощо;

г) інших наслідків, наприклад порушень рівноваги, послаблення уваги;

г) перешкоди мовним комунікаціям, акустичним сигналам тощо.

Небезпека, спричинена вібрацією, що може призвести до значних порушень здоров'я (розлад судинної та нервової систем, порушення кровообігу, хвороби суглобів тощо).

Небезпека, спричинена матеріалами, речовинами (та їх компонентами), що їх використовує або виділяє навантажувач, що працює, а також переміщуваними вантажами внаслідок:

а) їх вдихання, заковтування обслуговувальним і ремонтним персоналом шкідливих для здоров'я рідин, газів, аерозолей, парів та пилу, а також їх контакту зі шкірою, очима і слизовою оболонкою, проникнення через шкіряний покрив;

б) вогне- і вибухонебезпечності.

Небезпека, спричинена нехтуванням ергономічних вимог і принципів під час розроблення машин:

а) незручна робоча поза або надмірне чи повторюване фізичне навантаження на організм водія;

б) нехтування засобами індивідуального захисту;

в) недостатнє місцеве освітлення;

г) розумове перевантаження, стрес тощо, що виникають під час робочого процесу, процесу контролю за роботою навантажувача або технічного обслуговування в межах їх використання за призначенням;

г) незручна конструкція, розміщення або маркування елементів керування;

д) незручна конструкція або розміщення приладів контролювання.

Небезпека, спричинена несподіваним запуском, несподіваним перевищенням швидкості тощо, унаслідок:

а) виходу з ладу або порушення в роботі системи керування;

б) припинення подавання енергії і відновлення енергопостачання після перерви;

в) зовнішнього впливу на електрообладнання;

г) дії природних атмосферних чинників;

г) помилки водія в керуванні навантажувачем (через недостатню відповідність навантажувача здібностям та навикам водія).

Небезпека, спричинена помилками виробника під час складання настанови з експлуатації тощо.

Небезпека, спричинена поломками під час роботи, унаслідок:

а) втомного руйнування;

б) неприпустимої величини деформації;

в) критичного спрацювання;

г) корозії.

Небезпека, спричинена предметами, що падають (інструменту, деталей навантажувача, речей обслуговувального і ремонтного персоналу тощо).

Небезпека, спричинена рухом навантажувача, його каретки:

а) рух під час запускання двигуна;

б) рух за відсутності водія на своєму місці;

в) рух за відсутності надійного закріплення всіх складових частин, деталей.

Небезпека, пов'язана з робочим місцем водія навантажувача, внаслідок:

а) падіння водія під час спроби зайняти або покинути робоче місце;

б) викидів газів на робочому місці;

в) пожежі (займистість кабіни, нестача засобів вогнегасіння);

г) механічних видів небезпеки на робочому місці (контактування з рухливими частинами, наїзд, падіння предметів);

г) недостатнього огляду з робочого місця;

д) невідповідного освітлення;

е) незручного місця для сидіння;

є) шуму на робочому місці;

ж) вібрації на робочому місці.

Небезпека, пов'язана із системою керування:

а) неправильне розміщення органів керування;

б) неправильна конструкція органів керування та неправильний режим їх роботи.

Небезпека, пов'язана з джерелами та передаванням енергії:

а) небезпека, пов'язана з двигуном та акумуляторними батареями;

б) небезпека, пов'язана з передаванням енергії між обладнанням навантажувача;

в) небезпека, пов'язана із з'єднаннями та засобами буксирування.

Небезпека, пов'язана з третіми особами:

а) несанкціонований запуск або експлуатація;

б) відсутність або невідповідність візуальних або звукових попереджувальних сигналів.

Ризики обслуговуючого і ремонтного персоналу від впливу вищенаведеної небезпеки повинні бути унеможливлені або зведені до мінімуму за рахунок виконання запобіжних заходів, спрямованих на унеможливлення прогнозованих ризиків та забезпечення безпеки під час експлуатації навантажувача, наведених у правилах.

Під час розроблення навантажувачів повинен бути проведений аналіз прогнозованої небезпеки, небезпечних ситуацій та небезпечних випадків, зумовлених механічним, електричним, хімічним (від сировини, матеріалів та інших речовин), термічним (тепловим) впливом, а також порушенням вимог ергономіки та іншими причинами.

4.2. Захист персоналу та навколишнього середовища від небезпечних виробничих факторів

Актуальність проблеми забезпечення природно-техногенної безпеки населення і територій зумовлена тенденціями зростання втрат людей і шкоди територіям, що спричиняються небезпечними природними явищами, промисловими аваріями і катастрофами. Ризики надзвичайних ситуацій природнього і техногенного характеру невпинно зростають.

Забезпечення безпеки та захисту населення в Україні, об'єктів економіки і національного надбання держави від негативних наслідків надзвичайних ситуацій повинно розглядатись як невід'ємна частина державної політики національної безпеки і державного будівництва, як одна з найважливіших функцій державної влади, місцевих державних адміністрацій, виконавчих органів рад.

Вирішальним кроком у цьому напрямі є прийняття Закону України “Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природнього характеру” від 8 червня 2000 року, що визначає стратегічні напрями та засоби вирішення проблеми захисту населення, реальне створення територіальних і функціональних підсистем Єдиної державної системи запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного і природнього характеру та реагування на них.

Найбільш ефективний спосіб зменшення шкоди та збитків від надзвичайних ситуацій – запобігти їх виникненню, а в разі виникнення виконувати відповідні до даної ситуації заходи.

Запобігання виникненню надзвичайних ситуацій – це підготовка та реалізація комплексу заходів, спрямованих на регулювання безпеки, проведення оцінки рівнів ризику, завчасне реагування на загрозу виникнення надзвичайної ситуації на основі даних моніторингу (спостережень), експертизи, досліджень та прогнозів щодо можливого перебігу подій з метою

недопущення їх переростання у надзвичайну ситуацію або пом'якшення її можливих наслідків.

Зазначені функції запобігання надзвичайним ситуаціям техногенного і природного характеру в нашій країні покликана виконувати Єдина державна система запобігання і реагування на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру (ЄДСЗР), затверджена Постановою Кабінету Міністрів України від 3 серпня 1998р №98. ЄДСЗР включає в себе центральні та місцеві органи виконавчої влади, виконавчі органи рад, державні підприємства, установи та організації з відповідними силами і засобами, які здійснюють нагляд за забезпеченням техногенної та природної безпеки, організують проведення роботи із запобігання надзвичайним ситуаціям і реагування у разі їх виникнення з метою захисту населення і довкілля, зменшення матеріальних втрат. ЄДСЗР складається з постійно діючих функціональних та територіальних підсистем і має чотири рівні : загальнодержавний, регіональний, місцевий та об'єктовий. Кожен рівень ЄДСЗР має координуючі та постійні органи управління.

Координуючими органами ЄДСЗР є:

- на загально державному рівні:
 - Державна комісія з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
 - Національна рада з питань безпечної життєдіяльності населення;
- на регіональному рівні – комісії обласних державних адміністрацій з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
- на місцевому рівні – комісія районних державних адміністрацій і виконавчих органів рад з питань техногенно-екологічної безпеки та надзвичайних ситуацій;
- на об'єктовому рівні – комісії з питань надзвичайних ситуацій об'єктів.

До систем повсякденного управління ЄДСЗР входять оснащені необхідними засобами зв'язку, оповіщення, збирання, аналізу і передачі інформації:

– центри управління в надзвичайних ситуаціях, оперативно-чергові служби уповноважених органів з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту населення усіх рівнів;

– диспетчерські служби центральних та місцевих органів виконавчої влади, державних підприємств, установ та організацій.

До складу *сил і засобів ЄДСЗР входять* військові і спеціальні цивільні аварійно-рятувальні (пошуково-рятувальні) формування, які укомплектовуються з урахуванням необхідності проведення роботи в автономному режимі не менше трьох діб і перебувають у стані постійної готовності, а також недержавні (добровільні) рятувальні формування. Залежно від масштабів і особливостей надзвичайної ситуації, що прогнозується або виникла, може існувати один із таких *режимів функціонування ЄДСЗР*: повсякденної діяльності, підвищеної готовності, діяльності у надзвичайній ситуації, діяльності у надзвичайному стані.

З метою ліквідації наслідків надзвичайної ситуації у мирний час може поводитися цільова мобілізація.

Ефективність функціонування систем захисту населення і територій досягається через завчасну підготовку, оперативне реагування та ефективне управління під час надзвичайних ситуацій, своєчасне відновлення життєдіяльності населення в їх зоні.

Узагальнюючи питання про наявність надзвичайного ризику, підкреслюючи, що техногенна небезпека є найбільш характерною і значною за питомою вагою серед загального кола випадків, інші ризики, властиві Україні: природні, епідеміологічні, геофізичні та інші, у країні створена потужна система захисту населення і економіки від надзвичайних ситуацій.

Держава, як гарант права людини на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, пожеж, стихійного лиха створює систему цивільної оборони, яка має своєю метою захист населення від небезпечних наслідків аварій і катастроф техногенного, екологічного чи природного характеру.

ВИСНОВКИ

В сільськогосподарському виробництві широкого розповсюдження набули саме начіпні гідравлічні грейфери, оскільки усі сучасні трактори та самохідні сільськогосподарські машини обладнані гідроприводом.

Навантажувач грейферний ПГБ-1.0 з приводом базової конструкції монтується на базі трактора МТЗ-80. Функціонування навантажувача забезпечується гідравлічною системою, яка складається з силового гідроциліндра, гідроциліндра ковша, гідроциліндра стріли та поворотного механізму. Привод навантажувача базової конструкції здійснюється від валу відбору потужності (ВВП) трактора через редуктор та два шестеренчасті насоси НШ-36. Такий привод має досить складну компоновку, високу вартість, недостатню надійність та складний для обслуговування і ремонту.

У дипломній роботі магістра запропоновано замінити існуючий привод із редуктора та двох шестеренчастих насосів на один потужний шестеренчастий насос, з'єднаний з валом відбору потужності трактора карданною передачею.

Привод запропонованої конструкції має ряд переваг:

- менша кількість механічних ланок, а відповідно і вища надійність приводу;
- вища вантажопідйомність, а відповідно і продуктивність, навантажувача;
- нижча вартість технічного обслуговування та ремонту приводу;
- менші затрати на покупні вироби для приводу (один шестеренчастий насос замість двох насосів та редуктора).

Впровадження запропонованих інженерних рішень дозволить підвищити ефективність експлуатації начіпного грейферного навантажувача за рахунок підвищення продуктивності та зменшення затрат на технічне обслуговування та ремонт.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Безпека життєдіяльності / За ред. Я. Бедрія. - Львів: Афіша, 1998. – 275 с.
2. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 608 с.
3. Гайченко В.А. Основи безпеки життєдіяльності людини. – К.: МАУП, 2002. – 232с.
4. ГОСТ 37.001.053.-74 Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса. – 46 с.
5. ГОСТ 37.001.068-76. Шарниры карданные неравных угловых скоростей. Основные размеры и технические требования. – 38 с.
6. ГОСТ 6870-81. Підшипники качения. Ролики игольчатые. Технические условия. – 32 с.
7. Демянчук Т.Р. Механізм повороту малогабаритного навантажувача / Т.Р. Демянчук, В.Є. Олійник, Н. І. Хомик // Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “. – Т.1. С. 81 – 82.
8. Довідник з охорони праці в сільському господарстві / За ред. С.Д. Лахмана. – Київ: Урожай, 1990. – 396 с.
9. Ільків В.М. Моделювання карданної передачі / В.М. Ільків, В.Р. Філик, М.Я. Сташків // Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» – Тернопіль: ТНТУ, 2020. – С. 130 –131.
10. Когут Р. Обґрунтування механізму грейфера навантажувача ПЕ-0,8Б // Міжнародна студентська науково - технічна конференція "Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання". – Тернопіль: ТНТУ, 2018. – С. 91 – 92.
11. Красников В.В. Пути повышения эффективности грейферных погрузчиков / В.В. Красников, В.Ф. Дубинин, В.Л. Харченко, И.В. Воробьев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1978. - №12. – С. 28-29.

12. Основы проектирования и расчет сельскохозйственных машин / Под ред. проф. Ермольева Ю.И. – М.: Машиностроение, 2006. – 344 с.
13. Підгурський М., Сташків М.. Розвиток наскрізних тріщин в гнутозварних тонкостінних елементах коробчастого профілю // Вісник ТДТУ, 2006. – Т. 11. – № 4. – С. 78 – 86.
14. Попович П. Уніфікація дослідження напружено-деформованого стану несучих конструктивних систем / П. Попович, М. Сташків, Т. Довбуш // Вісник ТНТУ — Тернопіль : ТНТУ, 2015. – Том 78. – № 2. – С. 153-163.
15. Попович П.В. Моделювання експлуатаційної навантаженості несучих систем розкидачів добрив типу ПРТ–10 / П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» – Харків: ХНТУСГ, 2014. - Вип. 151 - С. 367-372.
16. Примак І.Д. Екологічні проблеми землеробства / І.Д. Примак, Ю.П. Манько, Н.М. Рідей, В.А. Мазур, В.І. Горшар, О.В. Конопльов, С.П. Паламарчук; О.І. Примак. – За ред. І.Д. Примака. – К.: Центр учбової літератури, 2010. – 456с.
17. Резников Л.А., Ещенко В.Т., Дьяченко Г.Н. Основы проектирования и расчет сельскохозйственных машин. – М.: Агропромиздат, 1991.–543 с.
18. Рибак Т. Метрологічне забезпечення експериментальних досліджень динаміки грейферних навантажувачів / Т. Рибак, М. Підгурський, Є. Ріпецький, М. Сташків, П. Паламарчук // Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. Нац. Агроуніверситет, 2011. - № 15. – С. 151-158.
19. Рибак Т.І., Попович П.В., Сташків М.Я. Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК // Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Вип. 39. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 40-47.

20. Рибак Т.І., Сташків М.Я., Ріпецький Є.Й. Застосування модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації при розрахунку несучих систем сільськогосподарських машин в динамічній постановці задачі // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. Харків, 2008. – Вип. 69. – С. 80-84.
21. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – Т.1. Машини для рільництва. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
22. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / Под ред. Анурьева В.И. – М.: Машиностроение, 1979.
23. Сташків М. Визначення КІН для кутової наскрізної тріщини у тонкостінному стержні прямокутного профілю при дії згинального моменту // Вісник ТДТУ, 2003. – Т.8. – №3. – С. 32 – 38.
24. Теория, конструкция и расчет сельскохозйственных машин / Под ред. Е.С. Босого. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.
25. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
26. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселев и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Типорозміри карданних передач

Показатели	Типоразмер							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:								
H	57,170	74,20	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
$d_{ш}$	14,725	15,23	16,3	22,0	25,0	33,65	33,65	45,0
H_1	64,260	55,00	60,0	-	-	-	-	-
H_2	-	-	-	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
B	36,000	45,00	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
D	23,823	28,00	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Обозначение подшипника	904902	704902	704702K2	804704	804805	804907	804707	804709
Число игл $z_{игл}$	22	22	29	26	29	38	38	50
Диаметр иглы $d_{игл}$, мм	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы $l_{игл.ф}$, мм	10,0	12,5	13,8	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника, кН: динамическая C^* статическая C_0^{**}	8,0(8,5) 4,5(11,2)	7,2(8,0) 5,0(12,5)	7,7(8,5) 6,0(15,0)	13,7(15,0) 11,0(28,0)	14,5(16,0) 13,0(32,0)	16,5(18,0) 17,0(43,0)	21,0(23,0) 20,0(50,0)	31,5(35,0) 27,0(67,0)