

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

(освітній ступінь)

на тему: **Обґрунтування параметрів приводних
механізмів мініенергозасобу**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСм

спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Машини сільськогосподарського виробництва

(шифр і назва спеціальності, спеціалізації)

Данчук А.Ф.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Бабій А.В.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Довбуш А.Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Анотація	-----
Вступ	-----
1. Аналіз особливостей об'єкту проектування	-----
1.1 Обґрунтування необхідності міні-техніки на селі	-----
1.2 Огляд машин-аналогів	-----
1.3 Будова, робота та обслуговування силового агрегату міні-енергозасобу	--
1.4 Будова та робота силової коробки перемінних передач та ведучого моста	-----
1.5 Обґрунтування теми дипломної роботи магістра	-----
2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	-----
2.1 Побудова компоновочної схеми та кінематичні розрахунки	-----
2.2 Поздовжня та поперечна стійкість енергозасобу	-----
2.3 Розрахунок зусилля на штоці гідроциліндра навіски	-----
3. Дослідження параметрів об'єкту розробки	-----
3.1 Обґрунтування параметрів проміжної карданної передачі	-----
3.2 Розрахунок ланцюгової передачі головного приводу	-----
3.3 Перевірочний розрахунок болтових з'єднань зірочок з фланцями	-----
3.4 Обґрунтування параметрів додаткової опори ведучої зірочки головного приводу	-----
4. САПР сільськогосподарських машин	-----
4.1. Методи та системи САПР сільськогосподарської техніки	-----
4.2. Розробка моделі об'єкту проектування	-----
4.3. Аналіз даних за результатами проектування	-----
4.4. Дослідження додаткової опори ведучої зірочки	-----

5. Розробка технологічного процесу виготовлення

деталі розробленого вузла машини -----

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі -----

5.2. Розробка технологічного процесу виготовлення деталі -----

5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв -----

6. Обґрунтування економічної ефективності -----

6.1. Організація науково-технічних досліджень і конструкторської
підготовки виробництва -----

6.2. Оцінка технічного рівня виробу -----

6.3. Економічна ефективність використання машини
удосконаленої конструкції -----

7. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях -----

7.1. Законодавче регулювання охорони праці в Україні -----

7.2. Вимоги техніки безпеки при роботі на міні-тракторі -----

7.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях -----

8. Екологія -----

8.1. Загальна характеристика впливів транспорту на екосистеми -----

8.2. Шляхи зниження шкідливих впливів транспорту на довкілля -----

Загальні висновки -----

Перелік використаної літератури -----

Додатки -----

АНОТАЦІЯ

Завданням дипломної роботи є вдосконалення елементів конструкції міні-енергозасобу.

Робота складається з анотації, вступу, восьми розділів, використаної літератури та додатків. Основний матеріал викладено на ____ сторінках машинописного тексту, де міститься ____ малюнків та ____ таблиць. Додатки займають ____ сторінок. Графічний матеріал викладено на ____ листах формату А1.

В першому розділі проведено огляд літературних джерел, де виявлено високу ефективність моделювання енергозасобів з підручних вузлів, аналіз машин аналогів із зазначенням основних характеристик та їх цін на ринку. Детально охарактеризовано вузли, що входять до складу енергозасобу та обґрунтовано тему дипломної роботи.

В другому та третьому розділах проведено побудову компоновочної схеми та виконані кінематичні розрахунки; перевірено поздовжню та поперечну стійкість енергозасобу; розраховано проміжну карданну передачу; виконано розрахунок ланцюгової передачі головного приводу, перевірочний розрахунок болтових з'єднань зірочок з фланцями, розрахунок додаткової опори ведучої зірочки головного приводу та розрахунок зусилля на штоці гідроциліндра навіски.

В четвертому розділі розроблена математична модель об'єкту проектування. Також виконано проектування технологічного процесу виготовлення деталі розробленого вузла машини. В дипломній роботі пророблено питання економічної ефективності, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, екології, зроблені відповідні висновки.

ВСТУП

Сільськогосподарське виробництво перебуває в стадії реформування та встановлення. Розпаювання земель сільськогосподарського призначення породило утворення великої кількості дрібних підсобних чи фермерських господарств з невеликими земельними наділами.

Як показує світовий досвід, зокрема сусідньої Польщі, що в нас повинен пройти неминучий перехід при обробітку земельних площ таких господарств від використання мускульної сили худоби до використання міні-техніки.

Доцільність використання таких енергозасобів, звичайно, не потребує якогось особливого переконання. Перевагою міні-техніки є, звичайно, її компактність, універсальність і також відносна дешевизна порівняно із великими тракторами. Крім того мала продуктивність (порівняно із великими тракторами, наприклад кл. 1,4) забезпечує вищий коефіцієнт використання машин. Іншою перевагою є можливість до таких машин виготовляти спеціальні машини власної конструкції у приватній майстерні.

Крім того якщо і міні-енергозасіб виготовити власної конструкції із підручних вузлів, то загалом його вартість значно знижується, а отже нижчі капіталовкладення, що стає доступним для придбання ширшому колу господарів.

Виконання дипломної роботи за такою тематикою дає можливість перевірити уміння застосовувати отримані знання при виконанні конкретних виробничих завдань. Виконання їх як правило, супроводжується економічними розрахунками.

В процесі роботи виявляються всі творчі здібності, вміння проектувати окремі вузли та сільськогосподарські машини в цілому. Якість дипломної роботи визначається, перш за все, глибиною конструкторських та технологічних розробок і елементами новизни, які внесені дипломантом.

ОСНОВНА ЧАСТИНА
РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Обґрунтування необхідності міні-техніки на селі

Після проведення земельної реформи в Україні різко зросла частка дрібних господарств.

Розпайовані землі утворили невеликі фермерські чи підсобні господарства загальною площею до 10 га. Велику з них частину складають господарства з наділами 5-6 га. Звичайно, якимось ручними методами обробляти ці ділянки є доволі проблематично і надзвичайно важко. Потрібно мати „залізного помічника”, бо навіть мускульна сила худоби не дає бажаного результату. Мова йде про міні-енергозасоби. На початку розпаювання ринок України перебував у дефіцитному становищі щодо міні-техніки. Великі колись колгоспи, радгоспи не вимагали такого класу машин. Тут були тільки поодинокі випадки такого використання. Це, в основному, тільки при спеціальному їх призначенні. Тому не було потреби у широкій пропозиції міні-техніки на ринку.

При утворенні дрібних господарств така необхідність значно підвищилася.

На даний час пропозиція міні-енергозасобів є мінімально достатньою, тобто можна купити міні-трактор чи мотоблок. Підсумовуючи, проблем з придбанням такої техніки немає. Проблема полягає в іншому - ціні цієї техніки.

Промисловість випускає універсальні енергозасоби сільськогосподарського призначення із широким діапазоном виконуваних технологічних операцій. Звичайно, вартість такої техніки є відповідною і для дрібних фермерів це просто не під силу. Сприяння держави в її придбанні є дуже на низькому рівні, а з іншого боку – немає чіткої відповідності якості виробу до його ціни. Тобто спостерігається, що машина вартує достатньо, задекларовано багато її

функціональних властивостей, а в реальних умовах не все справджується і часто ці машини відзначаються низькою надійністю.

Багато сільських умільців по-різному відгукуються про придбання таких енергозасобів.

Ось наприклад, із матеріалів статті „Трактора простіше зробити, ніж купити” (“Новини агротехніки”, №4, 2001 р.) [1]

... Саме переселення до села спонукало механізатора до майстрування різних машин для свого господарства. Адже на машинному дворі буде вже не кум-сват-брат... Перед переїздом зробив міні-трактора, а до нього - причіпа, плужка, культиватора. Заодно змайстрував ще вальцьового млина, зернодробарку, циркулярку та інші потрібні в господарстві причандали.

- Новий міні-трактор, чув, коштує 14 тисяч гривень! Не розумію тих людей, що згоджуються викласти такі гроші за простеньку машину, яку не важко зробити власноруч. - Павло Іванович захоплюється, жваво жестикулює, переповідаючи, як робив-переробляв ту чи іншу деталь трактора.

- Ось цього, - Павло Іванович ніжно поплескує машину по капоту, наче коня по шиї, - я змайстрував за зиму з викинутих на брухт агрегатів. Двигуна сперш узяв від пускача, але потім замінив на УМЗ-5А. Це ж просто чудо, а не мотор! Надійний, простий і дуже зручний для будь-якої роботи. Незважаючи на те, що в нього лише 5 кінських сил, він ніколи не глухне, бо має великий об'єм циліндра. Колись такі мотори виписували в колгоспі по 180 карбованців, а торік я бачив такі в київському магазині "Дарина" по 241 гривні. Усі інші вузли й агрегати можна тулити, кому які трапилися під руку. Залишкового ресурсу в старих списаних агрегатах предостатньо.

- Так от, - розмірковує далі Павло Іванович, - якби довелось робити подібного трактора зараз, я зміг би змайструвати його за 3-4 тижні, хоч першого конструював майже цілу зиму. У вільний від роботи час, звичайно. Попередніх креслень я не робив, та й, гадаю, це не потрібно: ніколи не знаєш, який саме вузол удасться роздобути, а роздобувши, вже доводиться його підганяти по місцю, підрізуючи та підварюючи. Для тих, хто надумається щось перейняти з цього

трактора, ми друкуємо його головні технічні характеристики та розповідаємо про деякі прийоми, як переробити найважливіші вузли.

1. Двигун УМЗ-5А, повітряного охолодження, потужність 4,5-5 к.с., робочий об'єм 475 куб. см. Втім, на трактор можна встановити й будь-який інший мотор, навіть від ГАЗ-69.

2. Задній і передній мости, КПП, рульовий механізм, гальмівна система від ГАЗ-51. Стояночне гальмування забезпечується шляхом фіксації натисненої педалі гальма.

3. Зчеплення від "Запорожця".

4. Електрообладнання збірне.

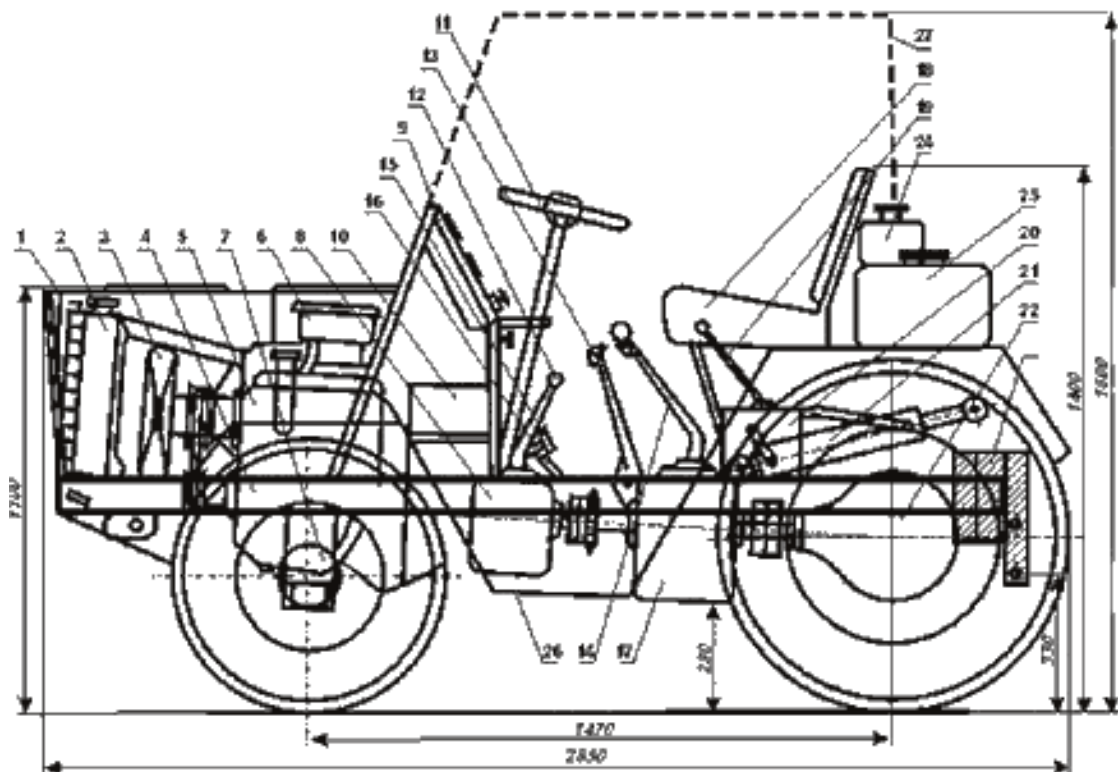
Хоча задній міст ГАЗ-51 надійний і доступний, проте його треба укоротити. Ось кілька порад, як це зробити.

Очистивши міст від бруду, розберіть його по частинах. Відкрутивши відповідні гайки, зніміть піввісі, потім, розполовинивши картер, вийміть диференціал. На чулках ЗМ зрубайте головки заклепок і вибийте їх усередину. Молотом вибийте чулки з картера ЗМ. Іноді для цього картер доводиться прогріти паяльною лампою. Щоб потім при складанні не мати мороки, домагаючися точного суміщення деталей, нанесіть зубилом на корпусі й чулках риски.

Чулки треба проточити по діаметру посадочної поверхні до подушки ресор, після чого різцем лівий вкорочують на 180 мм, а правий - на 235 мм з боку диференціала. Обрізані чулки вставляють назад, у свої посадочні гнізда. Через старі отвори в картері, де раніше були заклепки, в чулках просвердлюються нові отвори такого ж або трохи більшого діаметра, затим ці самі або нові заклепки, також краще трохи більшого діаметра, забиваються на свої місця й заварюють електрозваркою.

Піввісі укорочуються так: свердлом, трохи меншим, ніж діаметр піввісі, з боку фланців строго по центру піввісі засвердлюються на глибину, що дорівнює товщині самого фланця. Після чого піввісь проточують по діаметру свердла на потрібну довжину (рис. 1.1). Фланці з уже готовими відцентрованими

свердліннями при цій операції відокремлюються. Звичайно, токар, залежно від технічних



1 - капот, 2 - радіатор, 3 - вентилятор, 4 - рама-шасі, 5 - двигун, 6 – повітряний фільтр, 7 - передній міст, 8 - коробка передач ГАЗ-69, 9 - панель приладів, 10 - ящик для інструментів, 11 - рульове колесо з колонкою, 12 - важіль перемикання передач, 13 - рукоятка ручного гальма, 14 - важіль прискореної передачі, 15 - педаль зчеплення, 16 - педаль акселератора, 17 - коробка передач від автомобіля ГАЗ-51, 18 - сидіння від автомобіля УАЗ-452, 19 - важіль перемикання гідророзподілювача, 20 - гідророзподілювач, 21 - гідросиловий циліндр, 22 - задній міст від автомобіля ГАЗ-51, 23 - підрамник, 24 - гідробачок, 25 - бензобак, 26 - оперення, 27 - тент брезентовий.

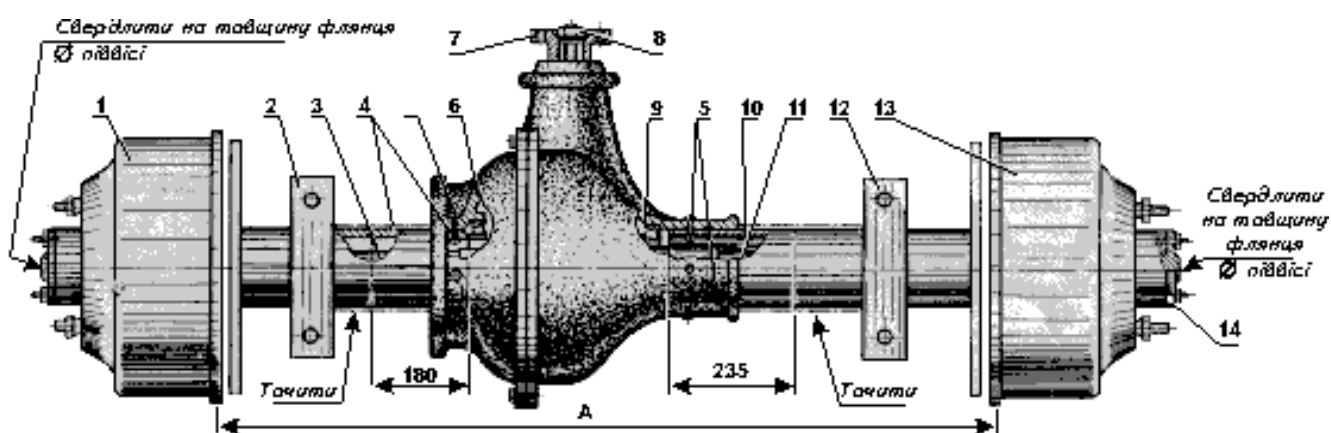
Рисунок 1.1 – Компоновочна схема саморобного міні-трактора

можливостей токарного верстата, та може використати й інші прийоми вкорочення піввісі. Після цього кожна піввісь ставиться на своє місце, закривається фланцем, фланець прикручується, а вже на місці піввісь електрозваркою (не автогеном!) приварюється до фланця. Щоб метал не повело і

він не відпустився, піввісь з фланцем треба періодично поливати водою. Потім піввісі вкорочують, знявши зайвину на токарному верстаті.

Передній міст розрізується (автогеном або "болгаркою") з двох боків по лінії перед свердліннями для стрем'янок, потім кінці зварюються електрозваркою. Для міцності шов доповнюють накладками. Перевертають, щоб низ став верхом. Оскільки маточини від ГАЗ-51 для міні-трактора заважкі, вісі цапф проточують під менші, наприклад, як на цьому тракторі, від культиватора.

Примітка: другу коробку передач потрібно включати в схему при використанні високооберткових моторів.



1 - диск лівого колеса, 2 - ресора ліва, 3 - піввісь ліва, 4 - чулок лівий, 5 - заклепки, 6 - половина картера ліва, 7 - фланець кардана, 8 - гайка, 9 - половина картера ліва, 10 - чулок правий, 11 - піввісь права, 12 - ресора права, 13 - диск правого колеса, 14 - фланець піввісі.

Рисунок 1.2 – Укорочення заднього моста автомобіля ГАЗ-51:

На нашу думку, цілком можна погодитись із автором статті, що набагато дешевше можна отримати міні-трактора, якщо його сконструювати власними руками із підручних вузлів і агрегатів. І така машина може нічим не поступатися заводським аналогам. Лише ми не погоджуємося з тою думкою, що не потрібно виконувати креслення та проводити різного роду розрахунки. Звичайно необхідно спочатку визначитись, що будемо мати за основу енергозасобу, а потім проводити

його попередній розрахунок. Слід пам'ятати про принцип рівномірності вузлів та агрегатів або ж їх відповідності.

Ось інша думка за матеріалами статті „Міні-техніка: сім раз порухайте, а тоді купуйте” (“Новини агротехніки”, №4, 2000 р.) [2].

Селяни отримали у власність землю. Для збільшених ділянок заступа й сапи вже замало, а звичайному тракторові на малій ділянці тісно. Та й не кожному по кишені дорогі сільськогосподарські машини. Тому селяни просять давати більше інформації про міні-техніку - мотоблоки та трактори особливо малої потужності. На жаль, порадувати великим вибором міні-тракторів не можемо через те, що в Україні їх виробляється дуже мало, а імпорتنі, зокрема з Західної Європи, коштують, як для українського покупця, надто дорого (від 9000 до 25000 доларів і більше), тому їх в Україну практично не завозять. Отож спробуємо розповісти те, що знаємо, про те, що є.

Почнемо з українських. Івано-Франківський "Прикарпатець" конструктивно непогано продуманий і була надія, що цей трактор стане популярним у селян. На жаль, залишимося поки при цій надії та ще хіба побажаємо заводчанам підвищити його якість і налагодити масовий випуск.

Харківський тракторний завод випускає маленький ХТЗ-1410. На відміну від старого Т-012 на ньому встановлено дизельний двигун, потужність якого збільшено до 13,8 кінських сил. Електричний запуск, два вали відбору потужності, зручне сидіння, наявність фар, дуги безпеки та невелика ціна приваблюють селян. На агровиставках він привертає до себе незмінну увагу. На жаль, на виставках цей трактор є завжди, а от у вільному продажі його не видно. Іноді доводиться чути, що тому, хто бажає придбати міні-трактора, представники заводу пропонують переказати на завод гроші, після чого завод протягом якогось часу його виготовить. На жаль, така форма придбання техніки не кожному по душі, наші селяни зневірилися в товарно-фінансових схемах, де "вранці гроші, а стільці, може, увечері".

Придбати міні-трактор зразу ж по сплаті грошей сьогодні можна тільки китайського виробництва. Їх чималенько завезено до України. Є такі, що бігають

по українських городах вже по 8 років, тому й інформації про них маємо найбільше. Відгуки про їх якість та надійність загалом не завжди позитивні.

Багато селян питають про білоруські міні-трактори. Але, на жаль, останнім часом білоруські міні-трактори, так само, як і білоруські мотоблоки, через завищену ціну зійшли з українського ринку, і в роздрібному продажі їх практично немає.

Таким чином, наводимо дані про ті міні-трактори, які реально можна придбати на українському ринку малої техніки.

Як вибрати мотоблок? - запитує фермер Іван Загоруйко з Вінницької області. Перш на перш, визначіть самі для себе, який саме мотоблок - професійний чи любительський ви хочете купити. Якщо у вас дачна ділянка до 4-7 соток, то навряд чи варто тратитися на дорогу машину. Тут можна зупинитися на любительському мотоблоці. А от коли маєте город 20 соток і більше, вам підійде напівпрофесійний мотоблок. А тим, хто має намір займатися орієнтованим на ринок інтенсивним городництвом, та ще коли мотоблок буде задіяний з іншим обладнанням: водяною помпою, головкою сінокосилки, циркулярною пилою, електрогенератором тощо, можна порадити професійного мотоблока.

Певна річ, це всього лиш рекомендації, які можуть допомогти вам оптимізувати затрати. З другого боку, купуючи більш потужний мотоблок, ви будете мати запас не лише потужності, але й надійності. При інтенсивному вирощуванні овочів на ділянці 20-30 соток мотоблок потужністю 9 к.с. буде вам добрим помічником і окупить себе з лихвою.

Має значення також і вибір країни-виробника міні-техніки. Українська, білоруська і російська міні-техніка по якості та надійності поки що поступається техніці з Італії, Німеччини, Японії та інших розвинених країн. Тому, купуючи техніку країн СНД, треба бути готовим до того, щоб її ремонтувати й удосконалювати в процесі експлуатації. Але одна річ, коли у вас мотоблок для забави на дачі, і зовсім інша - коли це засіб виробництва, вихід з ладу якого ламає ваші виробничі плани, зміщує строки робіт, відтак, кількість і терміни поставок

продукції на ринок. Тому надійність мотоблока - це неодмінна передумова успішності вашого маленького бізнесу.

Зараз найнадійнішими вважаються мотоблоки італійської фірми "Механіка Бенассі". Коштують вони недешево, але надійна, повністю зубчаста трансмісія (без ремнів і ланцюгів), висока якість металу, досконалі двигуни дозволяють працювати ними зранку до вечора.

Підсумовуючи, можна сказати: якщо дозволяє гаманець, можете сміливо вибрати імпортні мотоблоки. Коли ж мусите економити на техніці, то вибір можна зупинити на російських мотоблоках: "Нева", "Каскад", "Крот", "Салют", "Надежда". Виробництво цих мотоблоків уже налагоджене, вони надійніші від тих, що пропонують маловідомі фірми за помітно дешевшими цінами.

Кожного покупця міні-техніки хвилює питання запчастин. То ж покупці міні-техніки мають знати, що запчастини як на імпорту, так і на вітчизняну техніку можна купити тільки у фірми-виробника через дилерів, які займаються реалізацією їх техніки. При цьому можна хіба зауважити, що проблем із запчастинами до імпоротної техніки аж ніяк не більше, ніж до вітчизняної. На фірмі, де налагоджено постійне виробництво мотоблоків, так само налагоджено й виробництво та постачання запчастин. Якщо ж ви купуєте експериментальну модель виробника-початківця, то мусите бути готові продовжувати експеримент тільки уже власними силами.

Євген Пивоваров та багато інших городників просять розповісти про італійський чудо-мотоблок, який заміняє трактор та про те, де його можна придбати. На жаль, ті автори листів навіть не називають моделі мотоблока, яка їх зацікавила. Як не прикро, але покупці часто-густо іншої інформації про мотоблоки, ніж "чув від знайомих", не мають, а тому, зробивши покупку, нерідко розчаровуються. Вочевидь, у листах ідеться про мотоблок легкої серії (до 35 кг вагою). В Україні представлені дві моделі таких мотоблоків: "ЄВРО-2", вагою 19-23 кг та більш сучасна модель "МЕППІ", вагою 28 кг., обладнаних двигуном відповідно 3,5 та 3,7 к.с. та фрезою 36 і 40 см завширшки.

Але то вже явне перебільшення, що ці мотоблоки можуть замінити навіть малого трактора. Наприклад, у технічному центрі "Садово-городня техніка" такі мотоблоки стоять поруч із міні-тракторами. Достатньо навіть побіжного погляду на ці знаряддя, аби переконатися, що вони аж ніяк не можуть замінити один одного. Та й призначення мотоблока - не замінити, а доповнювати трактор. Легкий мотоблок застосовується на малих ділянках, у важкодоступних місцях, зокрема, в парниках, теплицях, у міжряддях тощо, де навіть міні-трактору розвернутися важко. Таким чином, мотоблок є заміником швидше не трактора, а заступа та сапи, який значно полегшує працю городника й підвищує її продуктивність. Це підтверджує й практика використання цих знарядь західними фермерами, які, крім потужної техніки, неодмінно мають у своєму господарстві мотоблок, який, повторимо, заміняє не трактор, а заступ, сапу, вила, косу.

Легкий мотоблок любительської серії можна рекомендувати дачникам, тим паче, що він легко вміщується в багажнику автомобіля. Може, саме цією обставиною обумовлено підвищений попит на мотосапу "МЕППІ". З російської техніки для таких цілей можна рекомендувати "КРОТ", хоча він важить уже більше - 50 кг. "ГНОМ" - найлегший з російських мотоблоків - важить 40 кг. Потужність його 2-тактного двигуна - 1к.с., але про його надійність говорити ще рано, оскільки він з'явився зовсім недавно. "ГНОМ" випробувано й пропоновано до застосування фахівцями науково-дослідної установи Росії ВИСХОМ. Коштує "ГНОМ" утричі дешевше від італійського аналога. Вартий уваги також електричний мотоблок "НАДЕЖДА", який уже засвідчив свою надійність.

Для селян-городників більше підійдуть мотоблоки "НЕВА-2К", "КАСКАД", "САЛЮТ", а ще краще - професійна техніка італійської фірми "Механіка Бенассі".

Скільки пального витрачає мотоблок? - запитує Сергій Кривун, Житомирська обл.

У технічній характеристиці двигуна дані по витраті пального наводять тільки заводи країн СНД. Зарубіжні виробники малолітражних двигунів жодних цифр не вказують, позаяк витрата пального більшою мірою залежить від

конкретного виду виконуваної роботи та умов, у яких мотоблоку доводиться працювати.

Як бачите, питання витрати пального міні-технікою не вельми важливе. Каністри бензину вам вистачить надовго. До речі, не радимо робити запаси бензину. При зберіганні бензин псується, падає його октанове число, що згубно позначається на роботі двигуна. Не приймайте також на віру твердження на кшталт: "цей мотоблок "з'їдає" лиш 0,5 л/год". Така витрата бензину можлива хіба на холостому ході, а щоб виконати роботу, треба затратити енергію, яка й схована в бензині.

Спробуймо порахувати. Найлегші й найдешевші мотоблоки важать до 35 кг і мають ширину захвата фрези 36 см. Враховуючи, що фреза повинна працювати з перекриттям хоча б у 3 см, фактична ширина захвату мотоблока складе 33 см. Один гектар - це 100 м на 100 м. Розділимо одну сторону гектара на 33 см. і отримаємо 303. Це означає, що оператор повинен зробити на 1 гектарі 303 проходи з мотоблоком. Таким чином, загальна довжина шляху, яку повинен пройти оператор на одному гектарі, складе 30,3 км. Максимальна швидкість обробки ґрунту на „штик лопати” легким мотоблоком приблизно 0,3 км/год. Виходить, якщо оператор працюватиме по 8 годин в день, то ділянку площею 1,5 гектара він обробить за 19 днів. Тут ми навіть не враховуємо час на розвороти на краю ділянки, заправку паливом, техобслуговування мотоблока, а також час обов'язкового відпочинку - працювати з мотоблоком також стомливо.

Як бачите, обробляти малим мотоблоком великі городи не реально - будуть пропущені всі агротерміни. Тим не менше, побутують чутки (напевне, десь у пресі пройшла подібна реклама) буцімто легким мотоблоком можна обробити навіть 10 гектарів. Продовжимо розрахунки. Щоб обробити 10 гектарів мотоблоком легкої серії, операторові доведеться пройти 303 км, для чого треба 126 днів! За цей час і осінь настане...

Аналізуючи досвід різного роду сільських конструкторів, було прийнято рішення про конструювання міні-трактора на базі двигуна (силового агрегату)

КМЗ-3-8.155-021, силової коробки перемінних передач від ГАЗ-51 та ведучого вкороченого моста від УАЗа.

Доцільність такого конструювання підтвердилася після огляду конструкцій міні-енергозасобів аналогічної потужності.

1.2. Огляд машин-аналогів

На ринку України в наш час є вже достатня пропозиція міні-тракторів. Величезна їх частка належить закордонним виробникам, хоча і вітчизняне машинобудування, в цьому плані, „починає вставати з колін”. Розглянемо деяку множину конструкцій машин малої потужності. Обмежимо розгляд околom машин потужністю класу 0.6.

Досить багато на даний час можна бачити на ринку міні-тракторів китайського виробництва, розглянемо деякі з них [3].



Рисунок 1.3 – Міні-трактор Еней 180

Тип Сільськогосподарські трактори

Марка Еней

Модель 180
Виробник YTO International (Китай)
Двигун Yt290TA (18 к.с.)



Рисунок 1.4 – Міні-трактор Еней 200

Тип Сільськогосподарські трактори
Марка Еней
Модель 200
Виробник YTO International (Китай)
Двигун S1115, ZH1115 (20 к.с.)



Рисунок 1.5 – Міні-трактор Еней 304

Тип Сільськогосподарські трактори

Марка Еней

Модель 304

Виробник YTO International (Китай)

Двигун SL2105ABT (30 к.с.)

Розглянемо деякі міні-трактори російського виробництва [4, 5].



Рисунок 1.6 – Міні-трактор КМЗ 012

Залежно від комплектації двигунами різних типів і виробників, існують наступні модифікації міні-трактора:

КМЗ-012Б - карбюраторний двигун мазкі VANGUARD, фірма Briggs&Stratton, США

КМЗ-012Ч - дизельний двигун марки В2Ч, м. Челябінськ

КМЗ-012Н - дизельний двигун марки 1D81Z, фірма HATZ, Німеччина

Малогабаритний колісний універсальний міні-трактор КМЗ-012 використовується для проведення сільськогосподарських, комунальних і транспортних робіт. Завдяки широкому ряду навісного устаткування, КМЗ-012 здатний виконувати роботи по обробці ґрунту, сінозаготівлі, вирощуванню і прибиранню картоплі, овочів, транспортуванню різних вантажів, прибиранню територій від сміття, сипких матеріалів, снігу і багато чого іншого. Міні-трактор

КМЗ-012 зручний і простий в експлуатації, Класична компоновка, регульовані рульова колонка і сидіння оператора, оптимальне розташування важелів і педалей управління, продуманий дизайн - забезпечують легкість роботи. Трактор володіє прекрасною маневреністю, завдяки чому може чудово працювати на обмеженому просторі (у особистих підсобних і дрібних фермерських господарствах, в тепличних і тваринницьких приміщеннях, на виноградних плантаціях або в обмежених міських умовах). Для всепогодної експлуатації на міні-тракторі є брезентовий козирок або можливість установки заскленої трьохдверної кабіни.

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Параметри для КМЗ-012, КМЗ-012Б, КМЗ-012Ч, КМЗ-012Н;

тяговий клас - 0,2;

тип - універсальні малогабаритні з колісною схемою 4x2;

номінальне тягове зусилля, кН (кгс) - 2,1 (205);

експлуатаційна маса, кг - 730 - 775 (залежно від типу двигуна);

двигун (відповідно на вказаних моделях): СК-12 карбюраторний повітряного охолодження двоциліндровий; VANGUARD карбюраторний повітряного охолодження двоциліндровий; В2Ч дизельний повітряного охолодження двоциліндровий; 1D81Z дизельний повітряного охолодження одноциліндровий;

питома витрата палива, г/кВт*год (л/година), відповідно: 355 (3,0); 381 (4,5); 258 (2,0); 296 (2,5);

номінальна потужність при 3000 об/хв., кВт (к. с.), відповідно : 8,8 (12)

11,0 (16) 8,8 (12,0) 10,0 (14)

коробка передач - механічна шестерінчаста несинхронізована п'ятишвидкісна з однією швидкістю заднього ходу;

швидкість, км/год - вперед: 1,42-15,18; назад: 4,49;

вал відбору потужності (ВВП) - передній і задній, привід залежний;

передавана потужність ВВП, кВт (к. с.) - 7,7 (10,5);

габаритні розміри, мм - 1970x960x2040;

гальма - дискові, працюючі в маслі, керовані педалями;

гідронасос (привід гідронасоса від трансмісії) - шестерний лівого обертання
максимальний тиск, МПа - 13;

струм енергоуспадкування - постійний;

номінальна напруга, В - 12;

аккумуляторна батарея - 6СТ 50А (6СТ-55А3);

колія трактора, регульована на дві позиції по задніх колесах, мм

- перша позиція: 700;

-друга позиція: 900;

дорожній просвіт, мм – 300.

Тут варто зауважити, що дані трактори можуть експлуатуватися із найрізноманітнішим обладнанням.



Рисунок 1.10 – Мотоблок МА-300

Призначений для механізації сільськогосподарських робіт на невеликих земельних ділянках (у садах, парниках, на городах) та перевезення вантажів. Мотоблок агрегується з фрезерним культиватором, косаркою, плугом, культиватором, бороною, підгортачем, картоплекопалкою, транспортним візком тощо.

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Двигун – Карбюраторний, фірми «Briggs and Stratton», США;

Потужність, к.с. – 12,2;

Частота обертання колінчастого вала, об./хв – 3600;

Витрата пального, кг/год – 1,0-1,8;

Діапазон швидкостей, км/год:

вперед – 1,4 — 8,7;

назад – 13 — 7,7;

Дорожчий просвіт, мм – 160;

Маса, кг – 148;

Виготовлювач: НВП «Артанія».



Рисунок 1.11 – Мотоблок модульний

Призначений для виконання різноманітних операцій з обробітку ґрунту, а також як енергетичний силовий модуль у комплекті з різними адаптерами може виконувати функції косарки, обприскувача, багатоцільової помпи, розгортача снігу та малогабаритного транспортного засобу.

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Продуктивність, га/год:

ротаційного вирівнювача – 1,2; культиватора – 0,5 - 0,8;

борони – 0,5 - 0,6; газонокосарки – 0,4; косарки дискової – 1,5;

Потужність двигуна, к.с. – 3,26;

Максимальна швидкість, км/год – 15;

Габаритні розміри з візком, мм – 2200x915x1050.

Рекомендується для використання в підсобному господарстві, малих фермерських господарствах в усіх кліматичних зонах.

Виготовлювач: ВАТ «АДВІС».

Отже, підводячи підсумок проведеного аналізу, можна зробити наступний висновок: на ринку України є достатня пропозиція мініенергозасобів для експлуатування їх на невеликих земельних наділах, але значною проблемою виступає їх ціна. Адже міні-тракторці з цієї пропозиції вартують приблизно від 20000 грн. Таку суму без державних дотацій не готова платити переважна більшість дрібних фермерів чи просто організаторів приватних господарств. Вихід повинен бути в плані одержання конструкції аналогічної потужності енергозасобу при значно нижчій ціні. Цього можна досягнути, як показує досвід, якщо сконструювати міні-трактор із підручних вузлів та агрегатів. Цьому питанню і присвячується дана робота.

1.3. Будова, робота та обслуговування силового агрегату міні-енергозасобу

Як було відзначено вище, що основними складовими енергозасобу будуть такі вузли: двигун (силовий агрегат) КМЗ-8.155-021, силова коробка перемінних передач – ГАЗ-51, ведучий міст – УАЗ-469. Охарактеризуємо їх.

За базу енергозасобу взятий силовий агрегат КМЗ - 8.155-021 першої комплектації. Наведемо деякі характерні параметри силового агрегату [6].

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика силового агрегату

Двигун і система живлення	
Тип двигуна	чотиритактний, верхнеклапанний
	карбюраторний, двоциліндровий
Робочий об'єм циліндрів, см ³	649
Ступінь стиснення	7,0

Продовження таблиці 1.1

Діаметр циліндра, mm	78
Хід поршня, mm	68
Максимальна потужність, kW (к.с.), не менше	23,5 (32)
Частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальній потужності, об/хв.	5200
Максимальний крутний момент, Nm, (kgf-m), не менше	47 (4,8)
Система запалення	батарейна, 12 V
Карбюратори	K63T
Паливо	бензин з октановим числом 76 або 72
Очисник повітря	з паперовим фільтруючим елементом
Охолодження	потокком повітря
Трансмісія	
Зчеплення	сухе, дводискове
Коробка передач	чотириступінчаста, з передачею заднього ходу
Передавальні числа коробки передач:	
I передача	4,11
II передача	2,28
III передача	1,70
IV передача	1,30
передача заднього ходу	3,67

Двигун (рис. 1.12, 1.13, 1.14) за конструктивними особливостями і технічними показниками відноситься до розряду форсованих двигунів.

Горизонтальне розташування циліндрів, забезпечує хороше охолодження і урівноваження кривошипно-шатунного механізму. Кожний циліндр має окремий

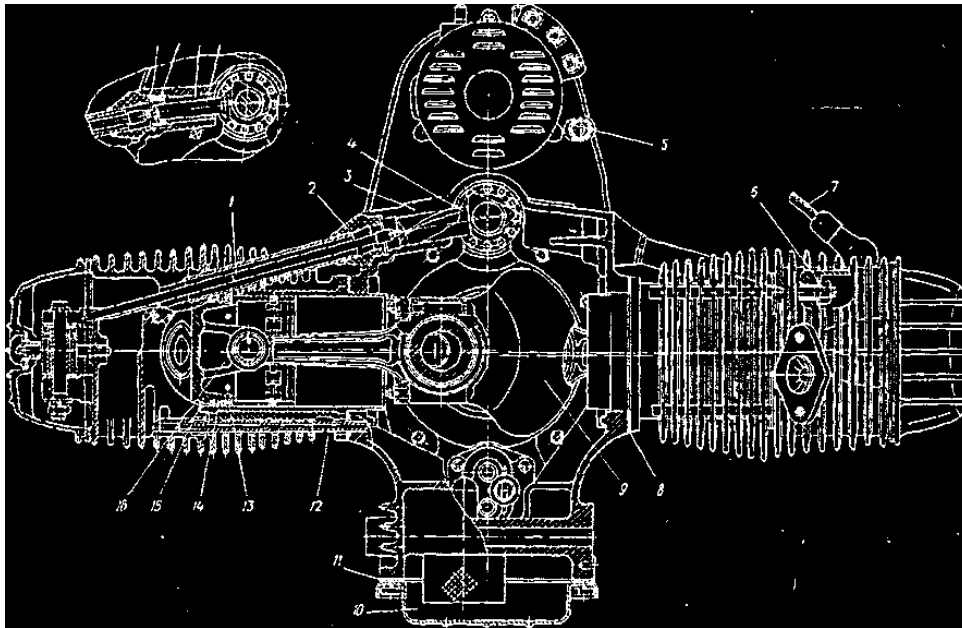
карбюратор, що покращує пуск і підвищує потужність двигуна.

Кривошипно-шатунний механізм.

Кривошипно-шатунний механізм складається з колінчастого валу з шатунами, поршнями з поршковими кільцями і поршковими пальцями, картера і двох циліндрів з головками.

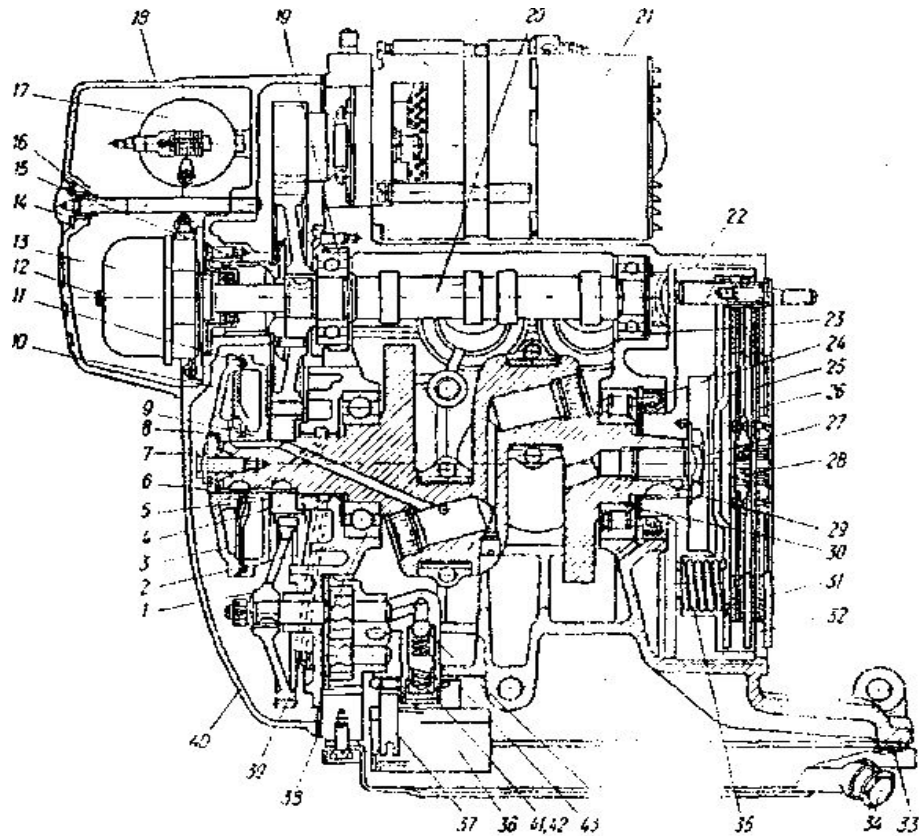
Колінчастий вал. Двохопорний колінчастий вал відлитий з високоміцного чавуну. Має два коліна, розташовані в одній площині під кутом 180° , і складається з передньої і задньої цапф, щоки і двох шатунних шийок.

Колінчастий вал встановлений в картері двигуна на двох підшипниках 30 (рис. 1.13) і 39. На передньому кінці колінчастого валу кріпляться привідна шестерня 4 розподільного механізму і центрифуга, а на конічній частині заднього кінця – маховик 22.



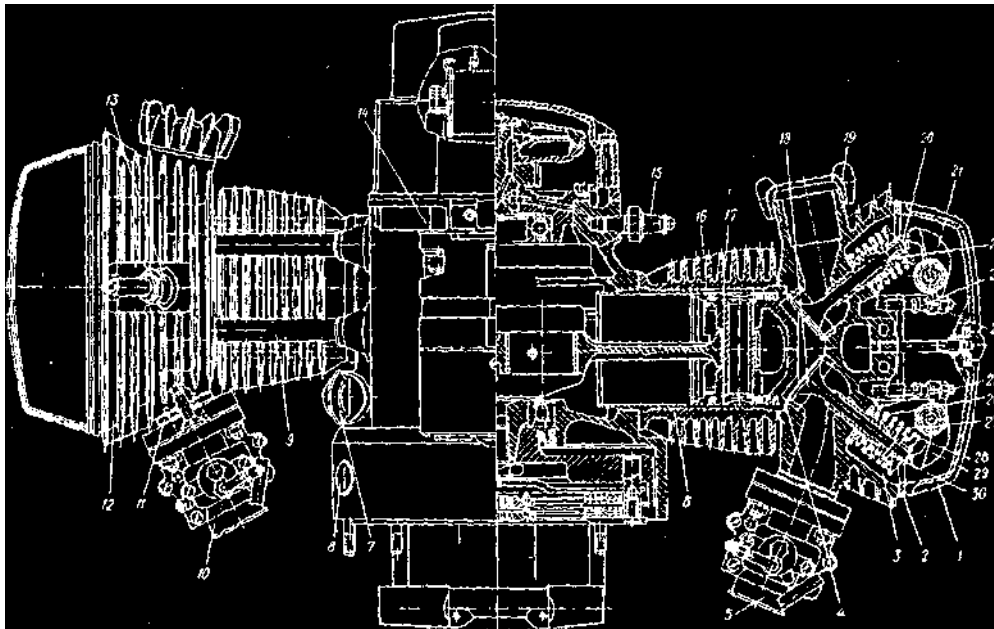
1 – штанга; 2 – ковпак ущільнюючий; 3 – картер двигуна; 4 – штовхач; 5 – трубка виводу сапуна; 6 – гайка спеціальна; 7 – дріт високої напруги; 8 – прокладка циліндра; 9 – вал колінчастий з шатунами; 10 – піддон; 11 – прокладка піддону; 12 – трубка дренажна; 13 – кільце маслосборне; 14 – кільце компресійне; 15 – поршень; 16 – палець поршковий; 17 – кільце стопорне; 18 – пружина; 19 – направляюча штовхача; 20 – штовхач.

Рисунок 1.12 – Двигун (поперечний розріз)



1 – шестерня приводу маслонасоса; 2 – корпус переднього підшипника з маслонасосом; 3 – екран центрифуги; 4 – ведуча шестерня розподілу; 5 – прокладка ведучої шестерні розподілу; 6 – шайба центрифуги; 7 – кільце ущільнююче; 8 – прокладка шайби центрифуги; 9 – корпус центрифуги; 10 – кришка центрифуги; 11 – кільце ущільнювача центрифуги; 12 – утримувач кришки переривника з планкою; 13 – переривник; 14 – гайка кріплення кришки; 15 – сапун; 16 – кільце стопорне кришки; 17 – катушка запалювання; 18 – кришка картера передня; 19 – підшипник розподільного валу передній; 20 – вал розподільний з шестернею; 21 – генератор з шестернею; 22 – маховик з пальцями зчеплення; 23 – підшипник розподільного валу задній; 24 – сальник колінчастого валу; 25 – диск зчеплення нажимний ведучий; 26 – диск зчеплення ведений; 27 – шайба маховика замкова; 28 – шпонка маховика сегментна; 29 – болт кріплення маховика; 30 – підшипник колінчастого валу задній; 31 – диск зчеплення упорний ведучий; 32 – диск зчеплення проміжний ведучий; 33 – прокладка піддону; 34 – пробка зливна; 35 – пружина зчеплення нажимна; 36 – маслоприймач; 37 – трубка маслозаборна; 38 – прокладка розподільної коробки; 39 – підшипник колінчастого валу передній; 40 – кришка розподільної коробки; 41 – шплінт; 42 – пробка; 43 – пружина; 44 – кулька.

Рисунок 1.13 – Двигун (поздовжній розріз)



1 – кришка головки циліндра; 2 – прокладка кришки головки; 3 – головка правого циліндра з клапанами; 4 – прокладка головки циліндра; 5 – карбюратор правий; 6 – циліндр; 7 – пробка заливного отвору; 8 – пробка гумова; 9 – кожух штанги; 10 – карбюратор лівий; 11 – прокладка карбюратора; 12 – головка лівого циліндра з клапанами; 13 – свічка запалювання; 14 – прокладка генератора; 15 – датчик аварійного тиску масла; 16 – поршень з кільцями і пальцем; 17 – кільце поршневого пальця стопорне; 18 – клапан впускний; 19 – гайка кріплення випускної труби; 20 – наконечник стержня клапана; 21 – коромисло праве; 22 – клапан випускний; 23 – болт регулювальний; 24 – контргайка; 25 – тарілка нижня; 26 – пружина клапана зовнішня; 27 – пружина клапана внутрішня; 28 – тарілка верхня; 29 – коромисло ліве; 30 – сухар.

Рисунок 1.14 – Двигун (горизонтальний розріз)

Напрямок обертання колінчастого валу двигуна (при вигляді спереду) – правий. За нормальних умов експлуатації колінчастий вал з шатунними підшипниками ковзання має значний термін служби. Проте при капітальному ремонті двигуна рекомендується замінювати вкладиші шатунних підшипників. Це оберігає від передчасного зносу шатунні шийки колінчастого валу.

Шатуни в зборі з вкладишами. Шатуни – сталеві, ковані, двотаврового перетину. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка з точно

виконаним отвором для правильної посадки поршневого пальця. Нижня головка шатуна несиметрична, роз'ємна, з тонкостінними взаємозамінними вкладишами. Для правильної установки шатунів на колінчастому валу стержні шатунів оснащені виступами, які повинні бути направлені назовні відносно щоби колінчастого валу (для правого шатуна виступ направлений у бік маховика, для лівого – в сторону центрифуги).

Кришки шатунів – невзаємозамінні. Гайки шатунних болтів затягуються і конtringються.

Поршень, поршневі кільця і поршневі пальці. Поршень 15 (рис. 1,12) двигуна складається з головки, юбки і бобишок. На поршні є чотири канавки, в яких встановлені поршневі кільця.

Два верхні кільця 14 (компресійні) створюють необхідну герметичність в циліндрі і перешкоджають прориву газів з камери згоряння в картер двигуна. Два нижні кільця 13 (маслоз'ємні) служать для зняття надлишкового масла із стінок циліндра.

В третю канавку поршня встановлюється маслоз'ємне кільце сталеве, що складається з чотирьох елементів: двох сталевих дисків, осьового і радіального розширювачів.

В нижню канавку встановлено чавунне маслоз'ємне кільце.

Вісь отвору під поршневий палець зміщена на 1,5 мм від діаметральної площини поршня, завдяки чому поршень плавно, без ударів переміщається в межах зазору між юбкою поршня і стінками циліндра при зміні напрямку руху у верхній мертвій точці. На днищі поршня набита стрілка, що показує правильне розташовує поршня в циліндрі; при монтажі стрілка повинна бути обернута на обох поршнях вперед, тобто у бік центрифуги.

Поршневі компресійні кільця виготовлені із спеціального чавуну і мають прямі замки. Зазор в замках кілець при установці в циліндр повинен бути в межах 0,25—0,5 мм.

При установці циліндрів на поршні компресійні кільця повинні бути повернені замками в різні боки для зменшення пропуску газів.

Поршень 16 (рис. 1.14) сполучений з шатуном плаваючим пальцем, осьовий зсув якого обмежується двома пружинними стопорними кільцями 17, вставленими в кільцеві виточки бобишок поршня.

Картер. Відлитий з алюмінієвого сплаву картер 3 (рис. 1.12) є основною корпусною деталлю двигуна.

На картері встановлені і закріплені циліндри з головками і допоміжні механізми. Крім того, картер служить резервуаром для мастила. Усередині картера обертаються колінчастий і розподільний вали, в передній частині знаходиться коробка шестерень розподілу, а вгорі розташований генератор. Знизу картер закритий штампованим піддоном 10. Між картером і піддоном встановлена ущільнююча прокладка 11.

Під час роботи двигуна частина робочої суміші і відпрацьованих газів проривається в картер через зазори поршневих кілець. Крім того, при русі поршнів до нижньої мертвої точки що знаходиться в порожнині картера газів стискаються, і під тиском масло може витікати на зовні в місцях з'єднання картера з кришками і через сальники. Щоб цього уникнути, застосована примусова вентиляція картера.

Для з'єднання внутрішньої порожнини картера з атмосферою при русі поршнів вниз і ізоляції її від атмосфери при русі поршнів вгору встановлений сапун 15 (рис. 1.13), який розташований в центральному отворі кришки 40 коробки шестерень розподілу.

В газах, що виходять через сапун з картера є пари води, через що при експлуатації в зимовий час в гумовій трубці, що сполучає сапун з повітряним фільтром, може утворитися крижана пробка, перешкоджаючи виходу газів з картера. Це може викликати протікання масла через сальники. Тому рекомендується при експлуатації в зимовий час при температурі 0°C і нижче знімати гумову трубку.

Циліндри. Двигун має однакові, взаємозамінні, біметалічні циліндри 6 (рис.1.14). Циліндр є алюмінієвою сорочкою з чавунною гільзою. Нижня частина циліндра забезпечена фланцем з отворами, що проходять через всі ребра, для

анкерних шпильок кріплення циліндрів і головок циліндрів до картера. Верхня частина циліндра має кільцевий борт, який входить в проточку головки.

Між циліндром і головкою встановлюється прокладка 4 ущільнювача.

Головки циліндрів. Головки 3 і 12 циліндрів виготовлені з алюмінієвого сплаву з ребрами на зовнішній поверхні, що збільшують поверхню охолодження. Камера згоряння головки має півсферичну форму. На головці із сторони, протилежній камері згоряє, є чотири кронштейни, в отворах яких кріпляться коромисла. У верхній частині виконаний різьбовий отвір для свічки запалювання.

Догляд за кривошипно-шатунним механізмом

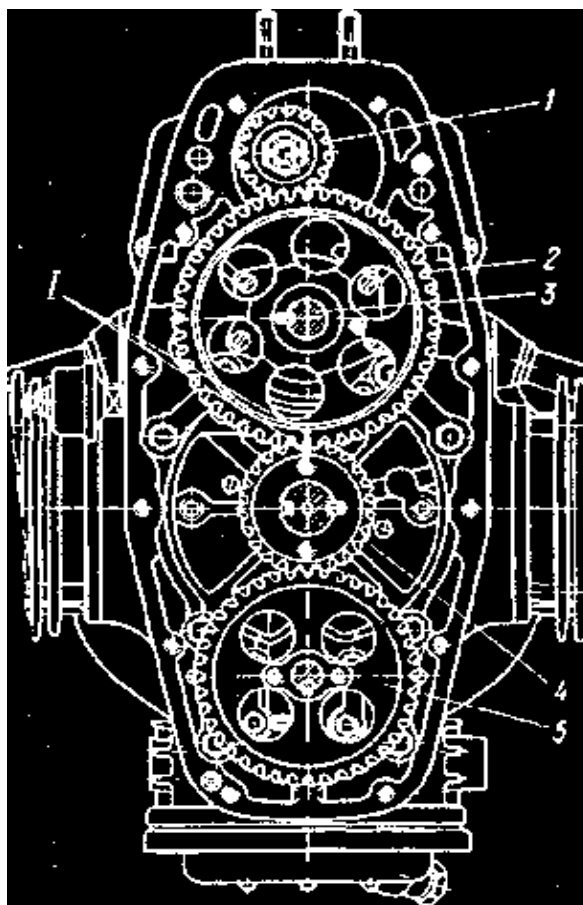
При щоденному обслуговуванні слід очищати картер, циліндри і головки циліндрів від бруду і пилу, звертаючи увагу на чистоту ребер (забиті брудом ребра погіршують охолодження двигуна), стежити за відсутністю протікання масла в порожнині картера двигуна.

При порушенні герметичності унаслідок неправильної установки або руйнування паперових або гумових прокладок, сальникових ущільнень відбувається підсос повітря і підвищується тиск в картері двигуна, що приводить не тільки до протікання масла в місцях роз'єму і через сальникові ущільнення, але і до передчасного забруднення масла і підвищеному зносу деталей двигуна.

Механізм газорозподілу регулює відкриття і закриття випускних і впускних клапанів в необхідні моменти, відповідні певному куту повороту колінчастого валу. Механізм газорозподілу складається з розподільного валу 3 (рис. 1.15), штовхачів 4 (рис. 1.12), штанг 1, коромисел 21 (рис. 1.14); і 29, регулювальних болтів 23, контргайок 24, випускного 22 і впускного 18 клапанів з наконечниками

20, пружин 26, 27, опорних тарілок 25, 28 і сухарів 30. В передній частині розподільного валу встановлена ведена шестерня 2 (рис. 1.15), з якою входить в зачіплення ведуча шестерня 4 розподільного механізму і шестерня 1 приводу генератора. Розподільний вал встановлений в картері двигуна на двох кулькових підшипниках 19 (рис. 1.13) і 23. Правильна установка газорозподілу

забезпечується поєднанням міток на розподільних шестернях 2 (рис. 1.15) і 4 при складанні.



1 – шестерня генератора; 2 – шестерня розподільного валу ведена; 3 – вал розподільний; 4 – шестерня розпрідільна ведуча; 5 – шестерня приводу масляного насоса; I – мітки

Рисунок 1.15– Шестерні двигуна

На двигуні можуть бути встановлені штовхачі іншої конструкції (див. поз. 17, 18, 19 і 20 рис. 1.12), робочий торець яких наплавлений спеціальним сплавом.

При експлуатації двигуна можливе нанесення карбідів, боридів з наплавленою робочою поверхнею штовхача до глибини 0,35 мм, яке на працездатність пари кулачок-штовхач негативного впливу не чинить.

Нормальна робота двигуна в значній мірі залежить від величини теплового зазору між стержнем клапана і торцем коромисла.

Слід мати на увазі, що на двигуні повітряного охолодження через відсутність водяної сорочки і наявності значного оребрення на циліндрах, картері

і головках циліндрів добре прослуховується робота приводу розподілу клапанного механізму. Тому не слід вважати ознаками несправності періодичний стукіт клапанів і штовхачів при нормальних зазорах між стержнем клапана (наконечником) і торцем коромисла, а також рівний, нерізкий шум високого тону від роботи приводу механізму газорозподілу.

При перевірці і регулюванні зазору необхідно поставити ванночку під головку циліндра, зняти кришку головки циліндра і злити масло, що накопичилося. Встановити поршень у верхню мертву точку такту стиску, повернувши колінчастий вал так, щоб мітка В на маховику співпала з міткою на картері двигуна; спостерігати за цим потрібно через оглядове вікно в картері при знятій резиновій пробці.

В цьому положенні обидва клапани, впускний і випускний, будуть повністю закриті, а їх коромисла повинні вільно гойдатися на осях. Потім перевірити за допомогою плоского щупа товщиною 0,07 мм зазор між обома коромислами і клапанами.

При неправильно встановленому зазорі необхідно ослабити контргайку 24 (рис. 1.14) і, обертаючи регульовальний болт 23 в ту або іншу сторону, встановити необхідний зазор. Після цього затягнути контргайку. Зазор регулюють, коли двигун в холодному стані; зазор повинен бути рівний 0,07 мм. Якщо зазору немає або дуже малий, то клапан щільно не прилягатиме до свого сідла у момент закриття; якщо зазор великий, запізнюватиметься початок відкриття клапана і погіршиться наповнення циліндра робочою сумішшю. При регулюванні зазору в іншому циліндрі необхідно повернути колінчастий вал на один оберт (360°), після чого провести перевірку і регулювання клапанів, як вказано вище.

1.4. Будова та робота силової коробки перемінних передач та ведучого моста

Чотириступінчаста коробки передач (рис. 1.16, а, б) з автомобілів ГАЗ-51, ЗІС-5М і ін., яка встановлюватиметься на нашому енергозасобі, має литий

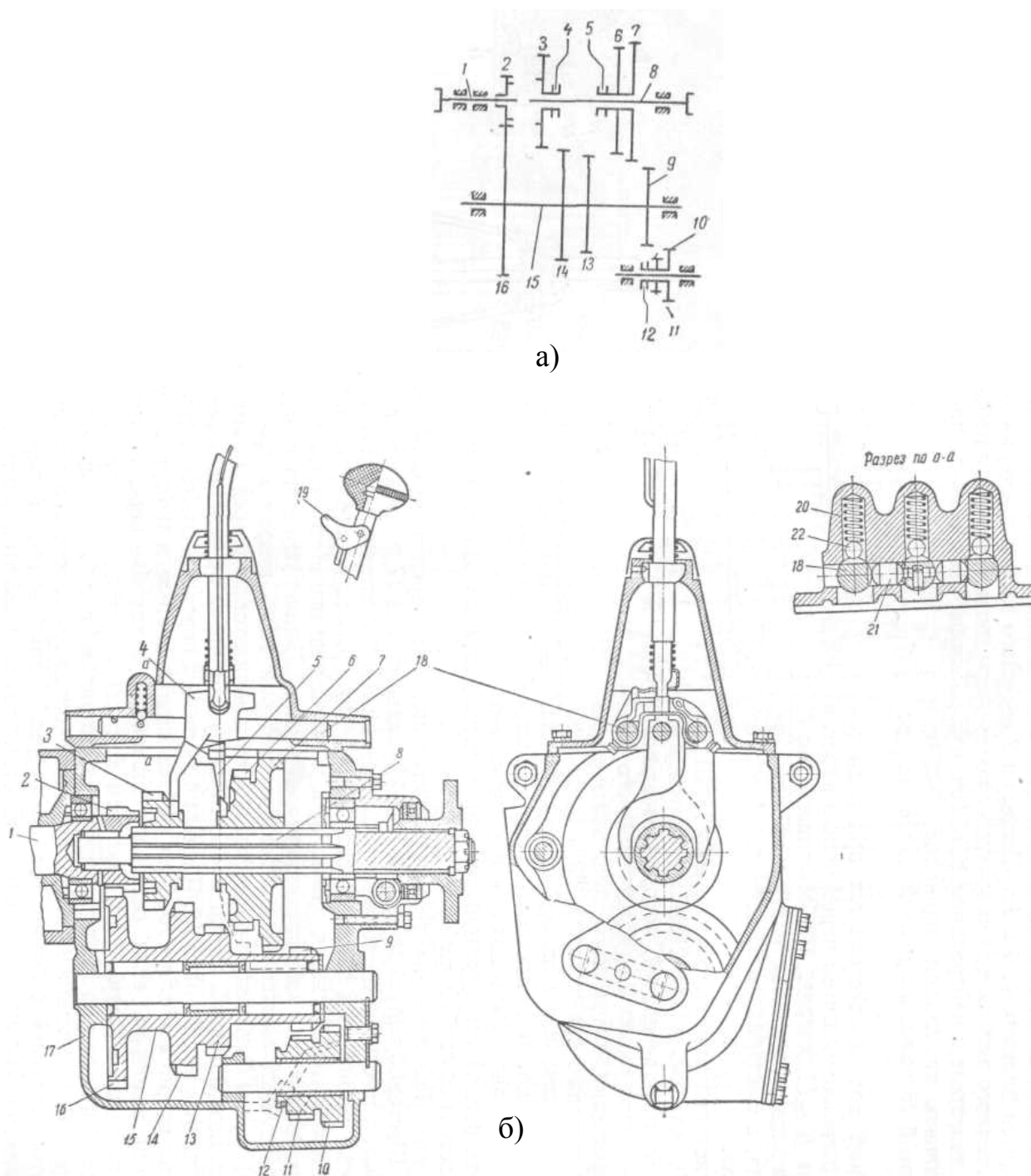


Рисунок 1.16 – Силова коробка перемінних передач

чавунний картер 17, усередині якого розміщені на підшипниках коченя три вали: первинний (ведучий) 1, вторинний (відомий) 8 і проміжний 15; вісь заднього ходу і каретка з шестернями 10 і 11 розміщені знизу; у кришці коробки є повзуни 18, фіксатори 22 з пружинами 20 і замки 21 [7].

Шестерня 3 вторинного валу має зовнішні і внутрішні зуби і служить для включення третьої і четвертої (прямої) передач.

Шестерня 6 служить для включення другої і шестерня 7 для включення першої передачі; шестерні 9, 13, 14 і 16 виконані в одному блоці і обертаються на осі проміжного валу. Переміщення шестерень по шліцах вторинного валу виконується вилками 4, 5 і 12. Шестерня 2 ведучого валу і шестерня 16 проміжного валу завжди знаходяться в постійному зачепленні. При працюючому двигуні і нейтральному положенні коробки передач, якщо зчеплення включене, обертаються первинний 1 і проміжний 15 вали, вторинний вал 8 не обертається.

Задній хід здійснюється при піднятому догори важелі 19 шляхом переміщення каретки шестерень 10—11 вперед, при цьому шестерня 10 входить в зачеплення з шестернею 9 проміжного валу, а шестерня 11 з шестернею 7 вторинного валу.

Механізм управління коробкою передач має повзуни, вилки, фіксатори і замки.

Замки 21 (див. рис. 1.16, б) складаються із стрижнів з конусними кінцями і розміщені між повзунами 18. Переміщаючи один з повзунів, замок 21 віджимається у бік іншого повзуна і, входивши в бічний виріз, утримує повзун від переміщення до повернення його в нейтральне положення. Важіль перемикання передач розташовується на коробці передач.

Ведучий міст для нашого енергозасобу – це модифікований міст автомобіля підвищеної прохідності УАЗ [8].

Звичайно, тут було показано, базову конструкцію ведучих мостів, але для енергозасобу використовуватиметься ведучий передній міст після вкорочення, яке буде виконане по з'єднувальних фланцях поворотного механізму. Сам

поворотний механізм буде використано за своїм призначанням – він служитиме основою переднього керованого моста енергозасобу.

1.5. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра

Тема дипломної роботи магістра – «Обґрунтування параметрів приводних механізмів мініенергозасобу».

Після проведення огляду літературних джерел, де достатньо переконливо доведено, що набагато вигіднішим є власними руками створити міні-енергозасіб, аніж його придбати. Тут ключовим виступає ціна пропонованих на ринку енергозасобів малої потужності, другим фактором виступає його функціональність та пристосованість до власноруч розроблених сільськогосподарських машин.

Незамінного „помічника” було прийнято рішення змоделювати чи іншими словами – скомпонувати із підручних вузлів і агрегатів, які досить вигідно можна придбати у господарствах (як брукт) чи на стихійних ринках. Ключовими агрегатами, як було описано, є двигун КМЗ, КПП (силова) – ГАЗ-51 та міст ведучий УАЗ-469. Наше завдання полягає у вигідному їх компонуванні та проектуванні проміжних з'єднувальних ланок. Також сюди входить розробка конструкції рами, переднього моста, рульового управління, системи гальмування, важелів органів управління, органів системи допоміжного обладнання і т.д.

В дипломній роботі основну увагу приділимо кінематичним характеристикам створеного енергозасобу, розрахункові проміжних з'єднувальних ланок та їх елементів, деяким розрахункам допоміжних пристроїв.

Крім того, є необхідність проведення проектування технологічного виготовлення деталей спроектованих вузлів.

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Побудова компоновочної схеми та кінематичні розрахунки

Із проведеного опису в першому розділі є відомим, що наш енергозасіб повинен складатися з таких основних вузлів: двигун (силовий агрегат) КМЗ - 8.155-021, коробка перемінних передач автомобіля ГАЗ – 51 (силова), ведучий міст автомобіля УАЗ-469. Наша задача полягає в ефективному їх компонуванні та проектуванні проміжних ланок і модифікації самих вузлів.

Склавши в послідовний ланцюг основні вузли, матимемо. Силова коробка передач буде з'єднуватися з мостом з допомогою ланцюгової передачі. Це дозволить компактно розмістити її на рамі машини, оскільки карданна передача вимагатиме певної співвісності, що суттєво знизить компактність енергозасобу. Далі кінематичний ланцюг йтиме від силової коробки передач через проміжні ланки у вигляді карданної передачі до коробки передач силового агрегату.

Тепер, за технічною характеристикою двигуна та решту вузлів перевіримо який діапазон швидкостей та крутних моментів чи зусиль на гаку може забезпечити даний енергозасіб.

Спочатку визначимо мінімальну швидкість рух та максимальний крутний момент.

З цією метою нам необхідно визначити максимальне передаточне число $u_{заг}$ всього приводу, тобто на першій передачі обох коробок за відомими формулами [9-11]

$$u_{заг} = u_{гол} u_{л} u_{кн.свл} u_{кнл} = 5.125 \cdot 1.8 \cdot 6.1 \cdot 4.11 = 231.28, \quad (2.1)$$

де $u_{гол} = 5.125$ - передаточне число головної передачі моста;

$u_{л} = 1.8$ - передаточне число ланцюгової передачі;

$u_{квт.цилі} = 6.1$ - передаточне число силової коробки на першій передачі;

$u_{квтл} = 4.11$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на першій передачі.

Швидкість руху агрегату визначатимемо на середніх обертах колінчастого вала двигуна, тобто $n_{дв} = 2600 \text{ об/хв}$

$$v_I = \frac{n_{дв}}{u_{звгл}} l \cdot 10^{-3} \cdot 60, \quad (2.2)$$

де l - довжина колеса,

$$l = \pi d_k = 3.14 \cdot 0.74 = 2.324 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $d_k = 0.74 \text{ м}$ – діаметр колеса (на енергозасобі встановлені колеса 8.4-15),

тоді

$$v_I = \frac{2600}{231.28} 2.324 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 1.567 \text{ км/год},$$

або

$$v_I = 0,435 \text{ м/с}.$$

Максимальний крутний момент на валу приводних коліс при обрахованому передаточному відношенні приводу, будемо визначати за формулою

$$M_k = M_{дв} u_{звгл} \eta = 47 \cdot 231,28 \cdot 0,9 = 9783 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.4)$$

де $M_{дв} = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - максимальний крутний момент на валу двигуна;

$\eta = 0,9$ - механічний к.к.д всього приводу.

Теоретичне максимальне тягове зусилля на колесах, яке може розвинути енергозасіб

$$F_{tk} = \frac{M_k}{0.5d_k} = \frac{9783}{0.5 \cdot 0.74} = 26440 \text{ Н}. \quad (2.5)$$

Звичайно, отримане значення є досить великим, що дозволить енергозасобу мати добрі силові і кінематичні характеристики. Дане тягове зусилля є утвореним при мінімальній швидкості руху машини та носить теоретичний характер, оскільки тут не враховано зчіпної сили енергозасобу. При такій швидкості не виконується практично жоден технологічний процес. Ця швидкість є з ряду спеціальних.

Визначимо тягове зусилля на швидкості, що за агротехнікою рекомендується для виконання оранки. Ця операція з силової позиції є, по суті, силовою характеристикою енергозасобу. Для оранки такого роду машинами рекомендована швидкість лежить в межах 4-7 км/год. В нашому конкретному випадку це відповідає II-й або III-й передачі силового агрегату та I-й передачі силової коробки при потужності близькій до максимальної, тобто передаточне число приводу буде ($v_{II} = 5,6 \text{ км/год}$)

$$u_{загII} = u_{гол} u_{л} u_{кнн.судI} u_{кннII} = 5.125 \cdot 1.8 \cdot 6.1 \cdot 2.28 = 128.301,$$

де $u_{кннII} = 2.28$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на другій передачі.

Максимальний момент на вихідних валах

$$M_k = M_{об} u_{загII} \eta = 47 \cdot 128.301 \cdot 0,9 = 5427 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальне тягове зусилля

$$F_{tk} = \frac{5427}{0.5 \cdot 0.74} = 14670 \text{ Н}.$$

На третій передачі коробки силового агрегату ($v_{III} = 7.6 \text{ км/год}$) при максимальній потужності

$$u_{загIII} = u_{зол} u_{л} u_{кнн.сцл} u_{кннIII} = 5.125 \cdot 1.8 \cdot 6.1 \cdot 1.7 = 95.663,$$

де $u_{кннIII} = 1,7$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на третій передачі.

Максимальний момент на вихідних валах

$$M_k = M_{дв} u_{загIII} \eta = 47 \cdot 95,663 \cdot 0,9 = 4047 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Максимальне тягове зусилля

$$F_{tk} = \frac{4047}{0.5 \cdot 0.74} = 10940 \text{ Н}.$$

Як видно із проведеного аналізу, що є достатній запас тягового зусилля навіть на досить високих передачах коробки силового агрегату.

Звичайно наш енергозасіб не буде працювати з максимальною потужністю, оскільки це не є робочим режимом двигуна, але тут видно, що запас тягового зусилля є достатнім для того щоб працювати на вигідних режимах двигуна з достатнім крутним моментом.

Проаналізуємо ще ці параметри на IV-й передачі коробки силового агрегату, це відповідатиме при максимальній потужності швидкості $v_{IV} = 9.9 \text{ км/год}$. Значення цієї швидкості для оранки – це швидкісна оранка.

$$u_{загIV} = u_{зол} u_{л} u_{кнн.сцл} u_{кннIV} = 5.125 \cdot 1.8 \cdot 6.1 \cdot 1.3 = 73.154,$$

де $u_{кннIV} = 1,3$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на четвертій передачі.

Максимальний момент на вихідних валах

$$M_k = M_{\text{дв}} u_{\text{загIV}} \eta = 47 \cdot 73.154 \cdot 0,9 = 3094 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальне тягове зусилля

$$F_{\text{тк}} = \frac{3094}{0,5 \cdot 0,74} = 8362 \text{ Н}.$$

Отже, тут можна зробити висновок, що двигун енергособу має достатню потужність, трансмісія може забезпечити достатній діапазон швидкостей. Звичайно, можна комбінувати передачі на коробках силовій та силового агрегату. В цілому ми отримаємо досить великий і щільний діапазон як робочих так і транспортних швидкостей, адже наш енергосіб має 16-ть основних передач вперед та 4 назад.

На початку ми з'ясували мінімальну швидкість руху нашої машини, а тепер визначимо теоретичну максимально можливу швидкість та тягове зусилля при цьому

$$v_4 = \frac{5200}{12} 2.324 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 60.5 \text{ км/год}.$$

Такою транспортною швидкістю не може похизуватись кожен трактор, не кажучи вже про міні-трактори.

Яке ж тягове зусилля при цьому буде розвинено

$$u_{\text{загIV}} = u_{\text{зол}} u_{\text{л}} u_{\text{кнн.кулIV}} u_{\text{кннIV}} = 5.125 \cdot 1.8 \cdot 1 \cdot 1.3 = 11.993,$$

де $u_{\text{кнн.кулIV}} = 1$ - передаточне число IV-ї (прямої) передачі силовій коробки;

$u_{\text{кннIV}} = 1,3$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на четвертій передачі.

Максимальний момент на вихідних валах

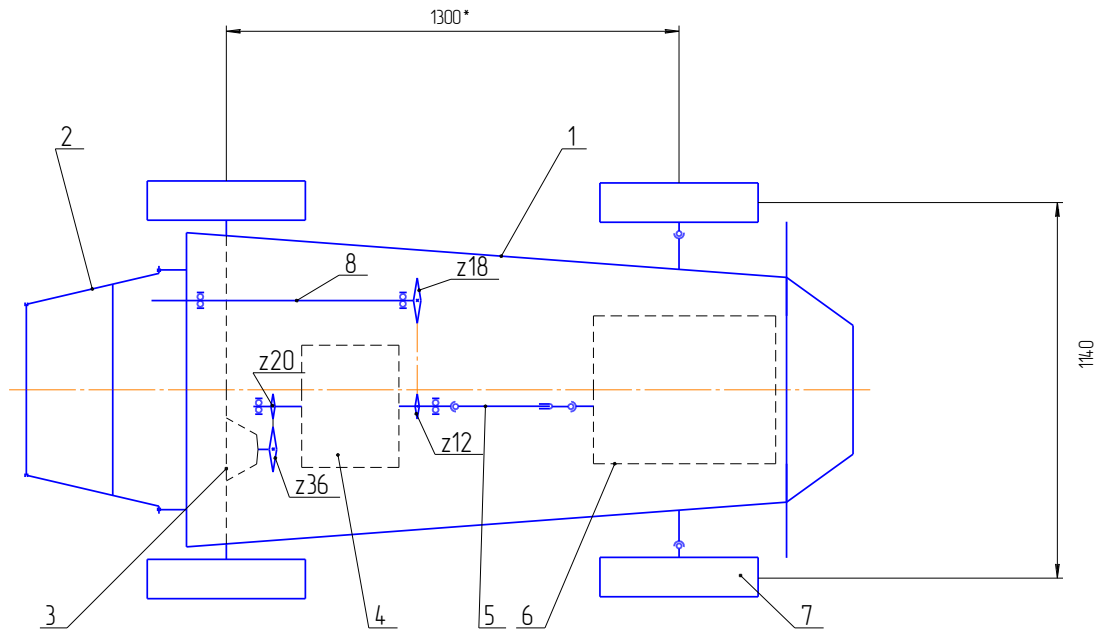
$$M_k = M_{об} u_{зазIV} \eta = 47 \cdot 11.993 \cdot 0,9 = 507.3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальне тягове зусилля при максимальній швидкості

$$F_{tk} = \frac{507.3}{0.5 \cdot 0.74} = 1371 \text{ Н}.$$

Таке тягове зусилля для транспортування енергособу відносно горизонтальними ділянками є цілком достатнім.

В кінцевому варіанті компоновочна схема енергособу матиме наступний вигляд, рис. 2.1.



1- рама; 2 - гідронавіска; 3 - ведучий міст; 4 - КПП (силова); 5-проміжна карданна передача; 6-силовий агрегат; 7-передній міст з керованими колесами; 8- вал відбору потужності

Рисунок 2.1 – Компоновочна схема енергособу

2.2. Поздовжня та поперечна стійкість енергособу

Поздовжня стійкість машинно-тракторного агрегату. Під час проектування нових сільськогосподарських машин конструктору доводиться з перших етапів займатися питаннями взаємозв'язку агрегату, способом агрегування і потужністю трактора.

Спосіб агрегування й потужність трактора часто бувають визначальними як за структурою машини так і за економічними показниками щодо використання агрегату. Крім того, конструктору необхідно обґрунтувати стійкості с/г агрегату, як поперечну, так і поздовжню. Поздовжня стійкість визначається з спеціальних залежностей, які дотримують умову поздовжньої стійкості машинно-тракторного агрегату. Аналогічно можна визначити поперечну стійкість. У начіпних агрегатів на стійкість впливає положення начіпної машини. З літературних джерел, за величиною тягового опору с/г машини підбирається енергетичний засіб сила тяги на гаку якого б відповідала вимогам с/г машини.

Для розрахунку візьмемо наш енергетичний засіб із задньою навісною машиною. На стійкість машинно-тракторного агрегату впливає положення навісної машини. Рух машинно-тракторного агрегату із навісною машиною значно впливає на його стійкість, особливо при русі на підйом. В даному випадку навісна система змінює поздовжню стійкість с/г агрегату.

Поздовжня стійкість колісного трактора значно менша, ніж у порівнянні гусеничним.

Покажемо розрахункову схему сил, які діють на колісний трактор, що рухається на підйом з навісною машиною [12-13].

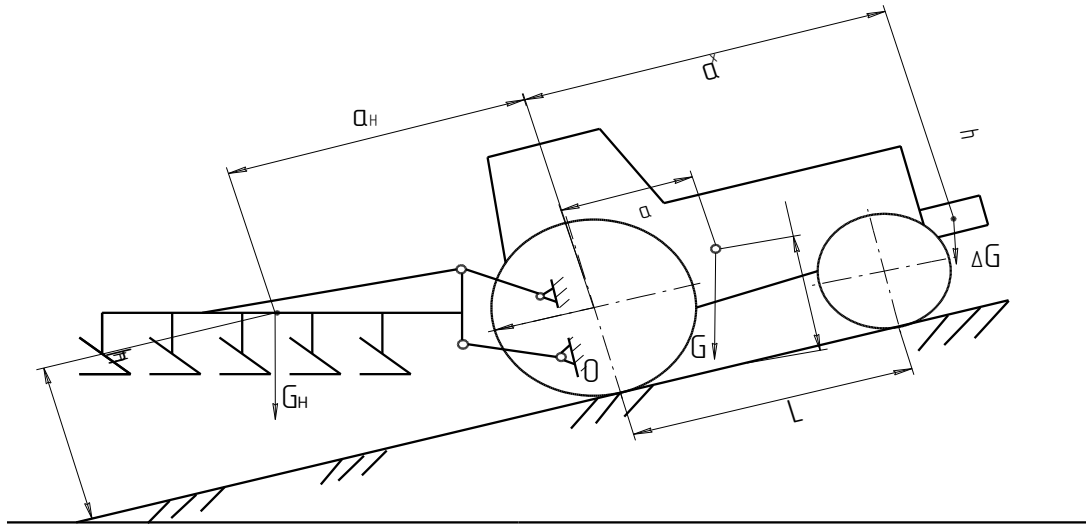


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема сил, які діють на енергозасіб, що рухається на підйом із навісною машиною.

Маємо наступні вихідні дані:

- навісний агрегат: плуг;
- експлуатаційна сила ваги $G_n=700$ Н.

Координати центра ваги:

- вертикальна: $h_n=0,7$ м;
- горизонтальна: $a_n=1$ м.

Тяговий опір: $P_n=5.2$ кН.

Приймаємо робочу швидкість оранки $v=4$ км/год.

Із попередніх розрахунків це відповідатиме першій передачі силової коробки та другій передачі коробки силового агрегату, тягове зусилля становить при цьому $P_T = 7,1$ кН (в робочому режимі двигуна)

В нашого енергозасобу:

- сила ваги: $G=5,5$ кН;
- поздовжня база: $L=1.3$ м;
- вертикальна координата центра ваги: $h=0,6$ м;
- горизонтальна координата центра ваги: $a=0,5$ м;
- додаткове навантаження ($\Delta G=0,8$ кН.), $a_x=1,35$ м.

При розрахунках агрегату з колісним трактором, поздовжня стійкість оцінюється коефіцієнтом запасу поздовжньої стійкості X_n

$$X_n = \frac{G_n \cdot a_n}{G \cdot a} < 0.4, \quad (2.6)$$

Якщо $X_n \leq 0.4$, поздовжня стійкість забезпечується, а якщо $X_n \geq 0.4$ - не забезпечується.

$$X_n = \frac{700 \cdot 1}{5500 \cdot 0.5} = 0.225 < 0.4.$$

Для підвищення поздовжньої стійкості та покращення керованості передніх коліс довантажуюмо ΔG передню частину агрегату і знайдемо X'_n розрахункове

$$X'_n = \frac{G_n \cdot a_n}{G \cdot a + \Delta G \cdot a_x} < 0.4, \quad (2.7)$$

Тоді:

$$X'_n = \frac{700 \cdot 1}{5500 \cdot 0.5 + 800 \cdot 1.35} = 0.183 < 0.4.$$

Отже, за таких умов поздовжня стійкість повністю забезпечується

Перевіряємо навантаження на колеса.

Навантаження на передні колеса

$$N_n = \frac{(G \cdot a + \Delta G \cdot a_x - G_n \cdot a_n - (G + \Delta G + G_n) \cdot r_k \cdot f)}{L}, \quad (2.8)$$

де r_k - радіус кочення ведучих коліс, $r_k = 0.37$ м;

f - коефіцієнт перекочування коліс, $f=0.1$;

L - поздовжня база трактора, $L=1.3$ м;

$[N_n]$ - допустиме навантаження на передні колеса, $[N_n]=10$ кН.

Тоді

$$N_n = \frac{(5500 \cdot 0.5 + 800 \cdot 1.35 - 700 \cdot 1 - (5500 + 800 + 700) \cdot 0.37 \cdot 0.1)}{1.3} = 2208 \text{ Н.}$$

Перевірка

$$N_n = 2,208 \text{ кН} \leq [N_n] = 10 \text{ кН,}$$

умова виконується.

Навантаження на задні колеса:

$$N_z = G + \Delta G + G_n - N_n \leq [N_z], \quad (2.9)$$

де $[N_z]$ - допустиме навантаження на задні колеса, $[N_z]=20.2$ кН.

Отже,

$$\begin{aligned} N_z &= G + \Delta G + G_n - N_n = 5500 + 800 + 700 - 2208 = \\ &= 4792 \text{ Н} = 4.8 \text{ кН} \leq [N_z] = 20,2 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Для вибраного агрегату допускається перевантаження коліс на 40% при швидкості до 8 км/год, а на 20% при швидкості до 20 км/год.

Перевірки на перевантаження можна не проводити, адже колеса є значно недовантаженими. Це пов'язано з тим, що ми не проектуємо нові колеса, а використовуємо стандартні, які здатні працювати в більш навантажених умовах.

На наступному етапі визначаємо критичний кут підйому по якому рухається трактор, $\alpha_{кр}$:

$$\alpha_{кр} = \arctg \left(\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{спан} (1 - X'_н)}{1 + \delta_н} \right) - f \right), \quad (2.10)$$

де $\alpha_{кр}$ - граничний кут підйому трактора

$$\alpha_{сп} = \arctg \left(\frac{a}{h} \right) = \arctg \left(\frac{0.5}{0.6} \right) = 39.8^\circ. \quad (2.11)$$

Визначаємо геометричну характеристику агрегату $\delta_н$

$$\delta_н = \frac{G_н}{G + \Delta G}, \quad (2.12)$$

звідси

$$\delta_н = \frac{0.7}{5.5 + 0.84} = 0.111.$$

Тоді

$$\alpha_{кр} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 39.8^\circ (1 - 0.183)}{1 + 0.111} \right) = 31.5^\circ$$

Отже, критичним кутом на який може за нормальних умов виїхати наш енергозасіб із с.г. машиною становить $\alpha_{кр} = 31.5^\circ$.

Поперечна стійкість агрегату.

Для розрахунку поперечної стійкості машинно-тракторного агрегату з навісними машинами у робочому та транспортному положенні необхідно перевірити умову стійкості біля нижніх бокових крайок поверхні ходової частини.

На рис. 2.3 зображена схема сил, що діють у поперечній площині на машину.

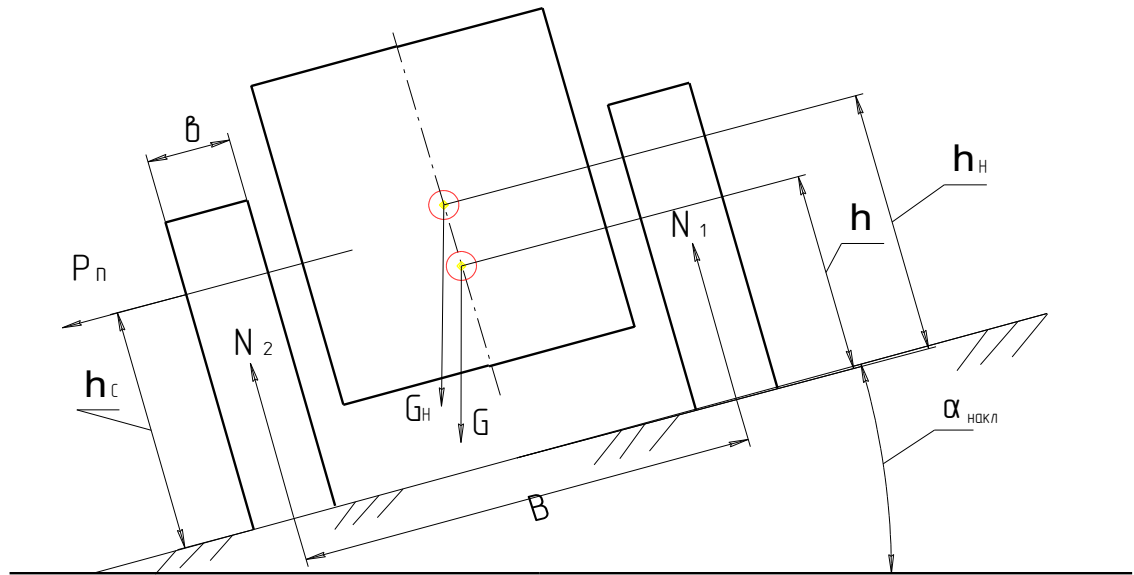


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема сил, які діють на агрегат на поперечному схилі

При тій умові що, центр ваги агрегату розміщений на осі симетрії трактора. Граничний поперечний кут нахилу рельєфу поля при розвороті на ньому агрегату визначають за формулою

$$\alpha_{кр} = \arctg \left[\frac{G_a^2 \cdot (B+b) - P_g \sqrt{G_a \cdot (B+b)^2 + 4(G_a - P_g^2) \cdot h_c^2}}{2(G_a^2 - P_g^2) \cdot h_c} \right], \quad (2.13)$$

де G_a - сила ваги агрегату, кН;

$$G_a = G + G_H = 5,5 + 0,7 = 6,2 \text{ кН}, \quad (2.14)$$

B - ширина колії трактора, $B=1,14$ м;

де $b_{ш}$ - ширина шини колеса, $b_{ш}=0,2$ м;

P_g - відцентрова сила усіх частин агрегату, яка виникає при русі на повороті,

$$P_g = \frac{G_a V^2}{g \cdot R} = \frac{6,2 \cdot 1,11^2}{9,81 \cdot 2} = 0,39 \text{ кН}, \quad (2.15)$$

де V - швидкість агрегату. Приймаємо швидкість розвороту 4 км/год (1.11 м/с);
 g - прискорення вільного падіння, $g=9.8$ м/с²;
 R - радіус повороту агрегату, м; для колісного трактора $R_{\min}=2$ м;
 h_c - вертикальна координата центру ваги агрегату

$$h_c = \frac{h + h_n}{2} = \frac{0.6 + 0.7}{2} = 0.65 \text{ м.} \quad (2.16)$$

Граничний поперечний кут нахилу рельєфу поля при розвороті

$$\alpha_{кр} = \arctg \left[\frac{6.2^2 \cdot (1.14 + 0.2) - 0.39 \sqrt{6.2 \cdot (1.14 + 0.2)^2 + 4(6.2^2 - 0.39^2) \cdot 6.5^2}}{2(6.2^2 - 0.39^2) \cdot 6.5} \right] = 55.4^\circ$$

Отже, граничний поперечний кут нахилу рельєфу поля при розвороті на якому може за нормальних умов рухатися наш енергозасіб із с.г. машиною становить $\alpha_{кр} = 55.4^\circ$.

2.3. Розрахунок зусилля на штоці гідроциліндра навіски

Для начіпки сільськогосподарських машин і знарядь та керування ними підчас використання наш мініенергозасіб обладнаний системами, що складаються з гідравлічного пристрою, механізму управління і начіпки.

Схема начіпного механізму трактора стосовно орного агрегату у двох проекціях наведена на рис. 2.4

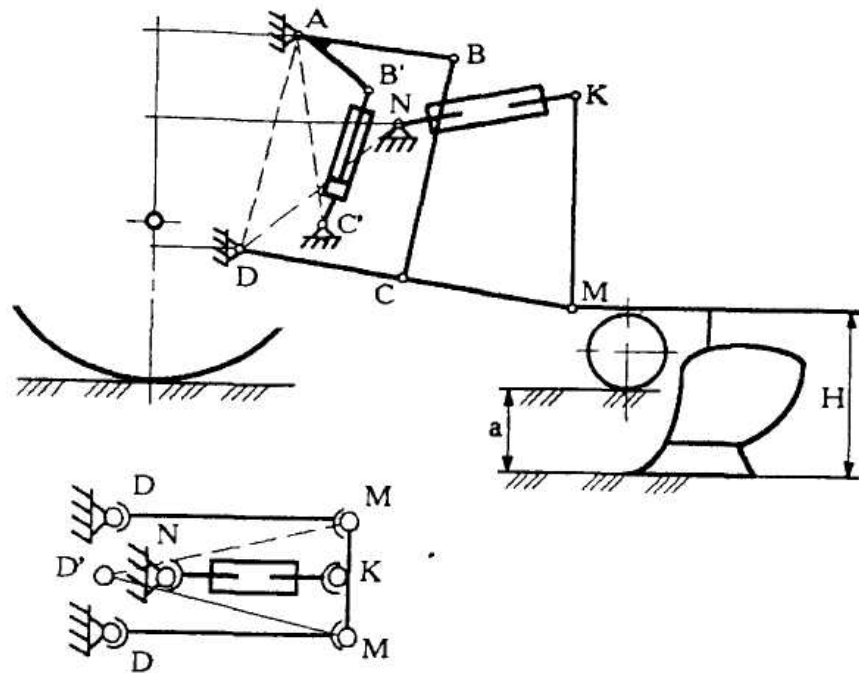


Рисунок 2.4 – Схема начіпного механізму

Замкнутий чотириланковий механізм начіпання $DMKN$ (у поздовжньо-вертикальній площині) створений стояком знаряддя KM , поздовжніми тягами DM начіпки трактора та верхньою центральною тягою KN .

Для піднімання (транспортне положення) та опускання знаряддя використовують механізм $ABCD$, який зв'язаний з механізмом $AB'C'A$ силового циліндра гідравлічної системи трактора.

Таким чином в начіпці можна виділити три простих шарнірних чотириланкових механізми [14-16]:

$DMNK$ - механізм начіпання; $ABCD$ - механізм піднімання і опускання (переведення в робоче і транспортне положення); $AB'C'A$ - механізм гідропідіймача. При цьому ланки NK , ліва і права BC мають регульовану довжину для вирівнювання рами плуга в поздовжньо- та поперечно-вертикальній площинах. Довжина лівої ланки BC для заданого знаряддя постійна, а права регулюється залежно від умов роботи.

Під час роботи знаряддя звільняється від силового зв'язку з гідросистемою трактора (розподільник гідросистеми встановлюється у плаваюче положення) і задана глибина обробітку забезпечується опорним(и) колесом(ами) знаряддя.

Зусилля трактора на знаряддя передається через дві нижніх DM і верхню KN тяги начіпки.

Для зменшення навантаження на деталі начіпки та забезпечення стійких параметрів роботи багатокорпусного плуга і широкозахватних машин двома опорними колесами триточкову схему начіпки (тяги DM зображені суцільними лініями - див. рис. 2.4), переобладнують у двоточкову (D'M), точку С з поздовжніми тягами начіпки DM з'єднують через кулісу.

В процесі переведення плуга з робочого положення у транспортне зусилля на штоці гідроциліндра змінне і забезпечується тиском масла гідросистеми трактора, що діє на поршень гідроциліндра.

Значення цього зусилля визначають графоаналітичним методом за схемою начіпного агрегату.

Вихідні дані.

Схема начіпки трактора з основними розмірами.

G- маса плуга, $G=70$ кг;

Визначимо зусилля P_p на штоці гідроциліндра при підніманні плуга.

Зусилля, яке виникає на штоці гідроциліндра при підніманні плуга визначається графоаналітичним способом професора Н.Е. Жуковського.

Зусилля в момент піднімання плуга у транспортне положення P_p .

Для визначення зусилля будується план швидкостей (рис. 2.5) у такому масштабі λ , щоб швидкості точок ланок механізмів начіпки визначались довжинами цих ланок. Напрям векторів швидкостей точок кінців ланок повертається на 90° (суміщають їх з відповідними ланками).

Полюс плану швидкостей вибирається в центрі одного з нерухомих шарнірів, наприклад, в точці 1.

Значення швидкості точки 3 на плані швидкостей буде зображатись вектором 1-3', паралельним і рівним ланці 1-3. На цьому векторі позначається точка 2', відклавши від полюса плану швидкостей відрізок рівний довжині ланки 1-2. Вектор 1-2' на плані дає значення швидкості точки 2.

З полюса 1 плану швидкостей проводиться пряма паралельна ланці 4-6, а з точки 2 пряма паралельна ланці 2-6. Перетин цих прямих визначає на плані швидкостей точку 6', а вектор 1-6' дає швидкість точки 6 відносно полюса 1. Оскільки ланки 4-5 і 4-6 начіпки трактора з'єднані між собою жорстко, то для визначення швидкості точки 5 необхідно на відрізку 1-6' побудувати трикутник 1-6'-5' подібний до трикутника 1-6-5 (рис. 2.5). Вектор 1-5' на плані швидкостей визначить швидкість точки 5.

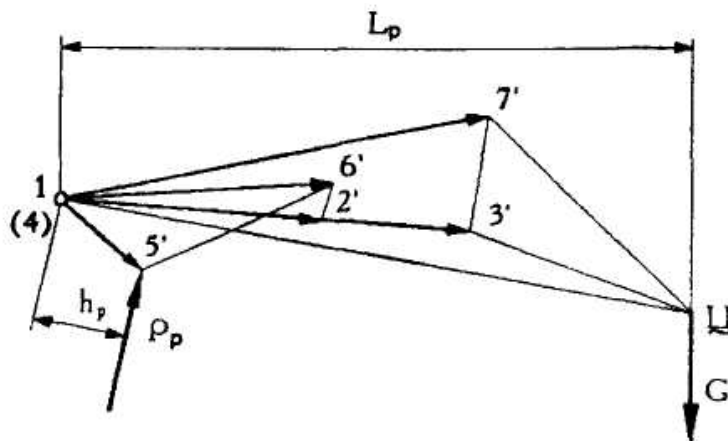


Рисунок 2.5 – План швидкостей

Точка 5 начіпки і 5' на плані швидкостей є точками прикладами зусилля P_p штока гідроциліндра.

Для визначення швидкості точки прикладання центра ваги плуг необхідно визначити швидкість точки 7. Для цього з полюса необхідно провести лінію паралельну ланці 4-7, а з точки 3' лінію паралельну ланці 3-7. Тоді їх перетин дає точку 7', а довжина вектора 1-7' - швидкість точки 7 відносно полюса 1.

З точок 7' і 3' провести лінії паралельні відповідно 7-Ц і 3-Ц. Їх перетин дасть точку Ц'. Довжина вектора 1-Ц' дає значення швидкості центра тяжіння Ц.

В точках Ц на плузі і в точці Ц' на плані швидкостей прикладають силу тяжіння плуга G (вагу плуга).

Маючи план швидкостей і напрям діючих сил, визначити зусиль піднімання плуга на штоці гідроциліндра начіпки трактора. В момент піднімання плуга з робочого положення зусилля на штоці гідроциліндра буде залежати від ваги плуга і ваги ґрунту на його корпусах та передплужниках G_p, H

$$G_p = G + G_{zp}, \quad (2.17)$$

де G - вага плуга, $G=700$ Н;

G_{zp} - вага скиби ґрунту, Н, $G_{zp}=(0,8 \div 1,0)G$ залежно від глибини оранки.

$$G_{zp}=(0,8 - 1,0)G=(0,8 \div 1,0)700=560 \div 700 \text{ Н.}$$

Приймаємо $G_{zp}=600$ Н.

$$\text{Тоді } G_p = 700 + 600 = 1300 \text{ Н.}$$

Згідно з планом швидкостей (рис. 2.5) зусилля на штоці гідроциліндра визначається з рівняння

$$P_p h_p = (G + G_{zp}) L_p, \quad (2.18)$$

де h_p, L_p - плече сили P_p і G_p відносно полюса.

Тоді

$$P_p = \frac{G_p L_p}{h_p} = \frac{1300 \cdot 1.2}{0.25} = 6240 \text{ Н.} \quad (2.19)$$

Визначимо тиск p в гідросистемі трактора, необхідний для піднімання плуга при різних його положеннях.

Тиск масла в гідросистемі трактора p , визначається за формулою

$$p = \frac{4P_p}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 6240}{3.14 \cdot 60^2} = 2.21 \text{ МПа.}$$

де D - діаметр силового циліндра, м.

Для гідроциліндра ЦС-60, $D=60$ мм.

Побудуємо графік залежності зусилля (тиску) на штоці гідроциліндра від його довжини (положення плуга), рис. 2.6.

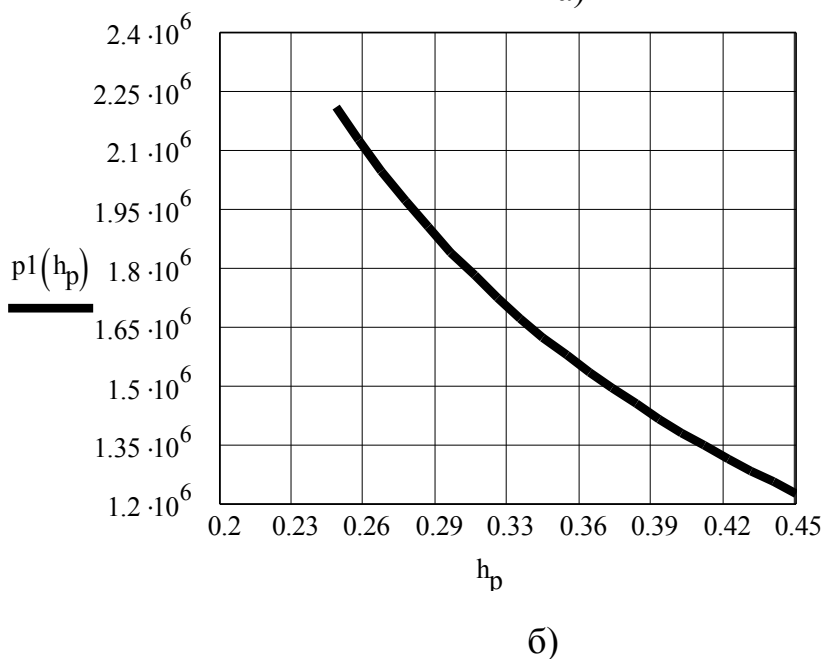
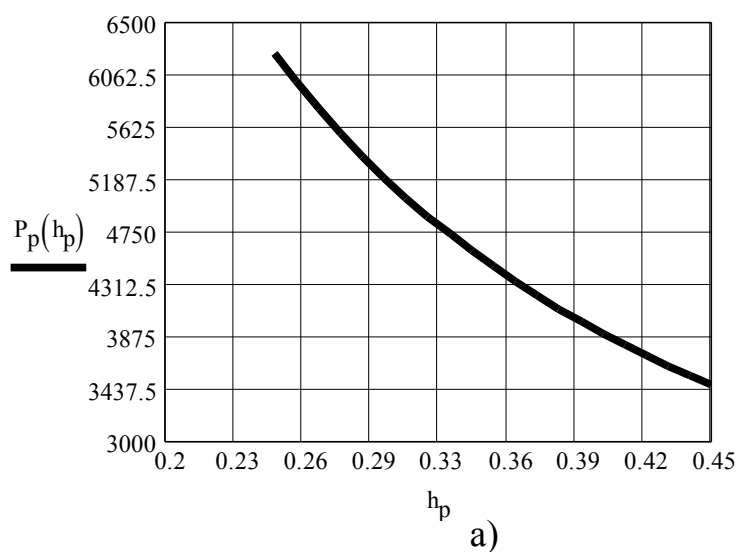


Рисунок 2.6 – Графіки зміни зусилля на штоці гідроциліндра (а) та тиску в гідросистемі (б)

При видовженні штока гідроциліндра, плече важеля навіски змінюється від 025 м до 045 м. Продемонструємо на графікові як змінюється зусилля на штоці гідроциліндра та тиск в гідросистемі.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування параметрів проміжної карданної передачі

Розглянемо кінематику карданної передачі та визначимося якого типу повинна бути в нас передача від коробки силового агрегату до первинного вала силової коробки [14].

Якщо розглядати одношарнірну передачу (рис. 3.1, а), в якій одним шарніром Гука передається обертання між пересічними під кутом γ валами, співвідношення між кутами повороту провідного валу і φ_2 веденого валу може бути встановлено по рис. 3,1, б:

$$\frac{\operatorname{tg}\varphi_1}{\operatorname{tg}\varphi_2} = \cos\gamma . \quad (3.1)$$

На рис. 3,1, в показані криві різниць кутів повороту $\Delta\varphi' = \varphi_2 - \varphi_1$ залежно від φ_1 для різних значень γ . Для даного кута γ між валами величина $+\Delta\varphi'_{\max}$ відповідає куту випередження, $-\Delta\varphi'_{\max}$ – куту відставання веденого валу; повний кутовий зсув рівний $2\Delta\varphi'_{\max}$.

Співвідношення між кутовими швидкостями виражається формулою

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\gamma}{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_1 \cos^2\gamma} . \quad (3.2)$$

Звідси витікає, що при обертанні провідного валу з постійною кутовою швидкістю ω_1 ведений вал обертатиметься нерівномірно із змінною кутовою швидкістю ω_2 .

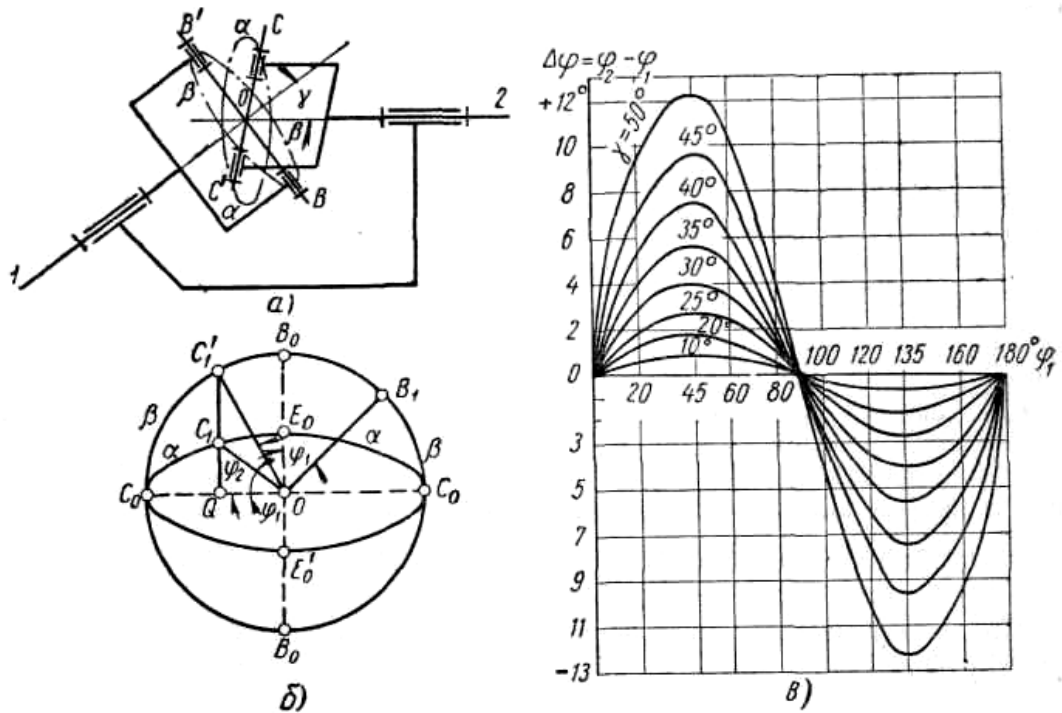


Рисунок 3.1 – Схема шарніра Гука

При $\varphi_1 = 0^\circ$ і $\varphi_1 = 180^\circ$ маємо

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma}; \quad (3.3)$$

при $\varphi_1 = 90^\circ$ і $\varphi_1 = 270^\circ$ маємо

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma. \quad (3.4)$$

Отже, при середньому передавальному відношенні, рівному 1, миттєве передавальне відношення досягає найбільшого значення $\frac{1}{\cos \gamma}$ і якнайменшого значення $\cos \gamma$ по 2 рази за кожний оберт.

Зміна відношення $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ в залежності від кута повороту ведучого валу φ_1 для трьох значень кута нахилу валів γ , рівних 10° , 20° і 30° , показано на рис. 2.5 а.

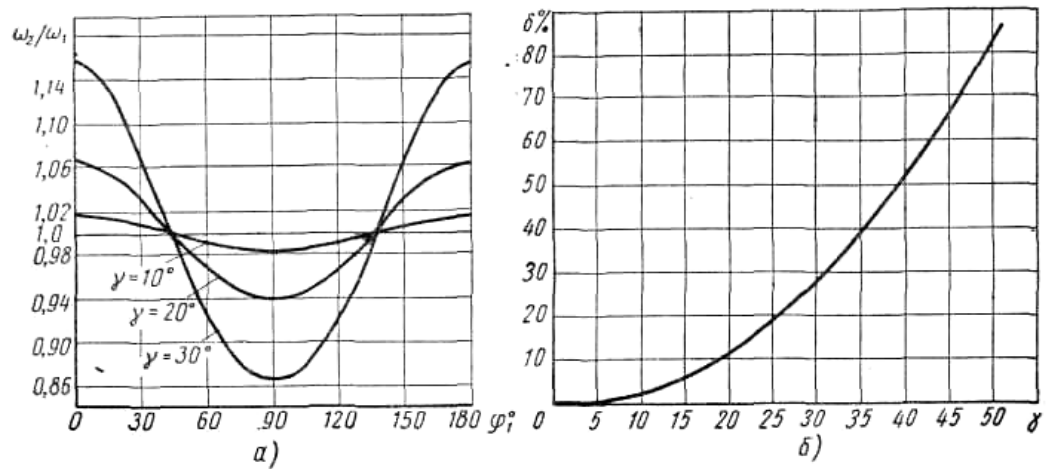


Рисунок 2.2 – Графіки зміни відношення кутових швидкостей $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ в одношарнірній передачі і залежність ступеня нерівномірності обертання δ від кута γ в тій же передачі

Ступінь нерівномірності обертання δ валу машини або її окремого механізму визначають по формулі

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}, \quad (3.5)$$

де

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Для веденого валу одношарнірної передачі маємо

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\gamma}; \quad (3.6)$$

$$\omega_{2\max} = \omega_1 \cos \gamma \quad \text{і} \quad \omega_{cp} = \omega_1. \quad (3.7)$$

Ступінь нерівномірності знаходять за формулою

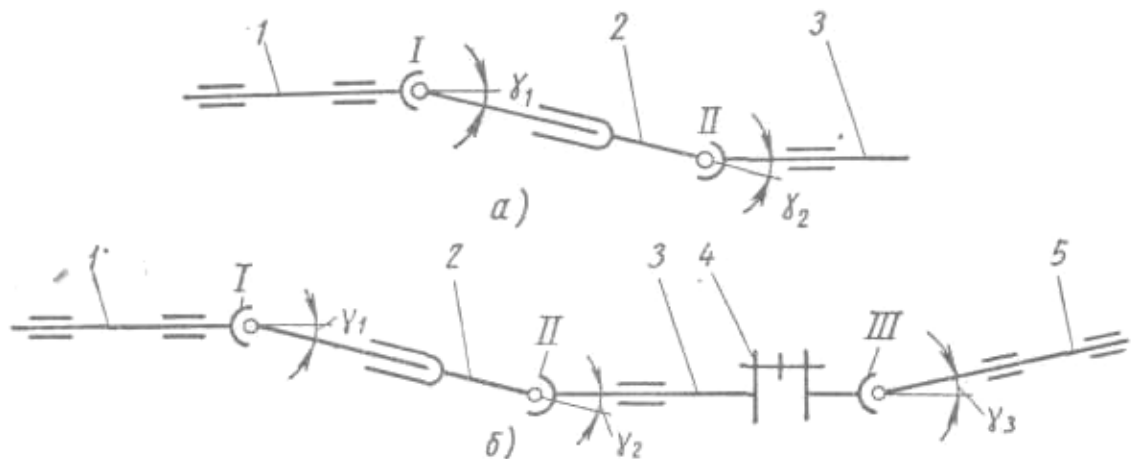
$$\delta = \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma. \quad (3.8)$$

На рис. 3.2, б наведений графік цієї залежності.

Для кутів γ , рівних 30, 15 і 10°, з графіка або по формулі (3.8) знаходимо значення коефіцієнтів нерівномірності обертання δ відповідно 28,6; 6,8 і 3,4%.

Отже, звідси видно, що такий варіант з одним шарніром Гука не є зовсім підходящим, оскільки спостерігається нерівномірність передачі кутових швидкостей. Це призведе до нерівномірності і порушення стійкості руху самого агрегату.

Рівномірне обертання приймального валу машини може бути забезпечено карданною передачею з двома, трьома і великим числом шарнірів при виконанні геометричних умов, вказаних нижче.



a — двухшарнірна передача; *б* — трьохшарнірна передача; I; II і III - шарніри; 1 — ВВП; 2 — телескопічний вал; 3 — проміжний вал; 4 — запобіжна муфта; 5 — вал машини

Рисунок 3.3 – Схеми карданних передач

Утворення косинусів кутів між валами ведучих вилок, що лежать вушками в площині креслення, повинно бути рівно утворенню косинусів кутів між валами ведучих вилок, що лежать вушками в площині, перпендикулярній до креслення. Наприклад, для схеми, показаної на рис. 3.3, б ведучі вилки I і III лежать в площині креслення, а ведуча вилка II — в перпендикулярній площині.

Тому приведена умова виражається:

$$\cos\gamma_1 \cos\gamma_3 = \cos\gamma_2. \quad (3.9)$$

При інших варіантах розташування ведучих вилок в трьохшарнірній передачі можливі умови

$$\cos\gamma_1 = \cos\gamma_2 \cos\gamma_3 \quad (3.10)$$

або

$$\cos\gamma_3 = \cos\gamma_1 \cos\gamma_2. \quad (3.11)$$

В двохшарнірній передачі умова рівномірності виражається:

$$\cos\gamma_1 = \cos\gamma_2 \quad (3.12)$$

або

$$\gamma_1 = \gamma_2. \quad (3.13)$$

Отже, вилки проміжного валу повинні лежати вушками в одній площині, а ведучий і приймальний вали повинні розташовуватися паралельно (рис. 3.4, а) або симетрично (рис. 3.4, б). Для багатошарнірної передачі, в

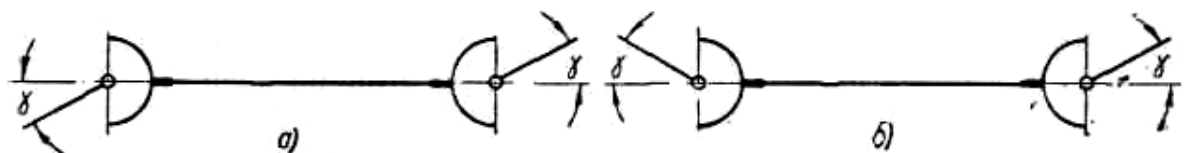


Рисунок 3.4 – Схеми двохшарнірної передачі з рівномірним обертанням вихідного валу

якій одна частина ведучих вилок шарнірів має в розпорядженні вушка в площині креслення (див. рис. 3.3, шарніри I і III), а інша частина ведучих вилок повернена на 90^0 (шарнір II), ступінь нерівномірності вихідного валу може бути визначена за формулою

$$\delta = \frac{(\cos\gamma_{j1} \cos\gamma_{j2} \dots \cos\gamma_{jn})^2 - (\cos\gamma_{\xi1} \cos\gamma_{\xi2} \dots \cos\gamma_{\xi n})^2}{\cos\gamma_{j1} \cos\gamma_{j2} \dots \cos\gamma_{jn} \cos\gamma_{\xi1} \cos\gamma_{\xi2} \dots \cos\gamma_{\xi n}}, \quad (3.14)$$

де

$\gamma_{j1}, \gamma_{j2}, \dots, \gamma_{jn}$ – кути між валами з ведучими вилками шарнірів, вушка яких розташовані в площині креслення;

$\gamma_{\xi1}, \gamma_{\xi2}, \dots, \gamma_{\xi n}$ – кути між валами з ведучими вилками шарнірів, вушка яких розташовані в площині, перпендикулярній кресленню.

Наприклад для передачі, показаної на рис. 3.3, формула (3.14) приймає вигляд

$$\delta = \frac{\cos^2\gamma_2 - (\cos\gamma_1 \cos\gamma_3)^2}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3}. \quad (3.15)$$

Якщо значення δ одержано з від'ємним знаком, то слід лише переставити місцями зменшуване і від'ємник чисельника.

З виразу (3.14) виходять умови рівномірного обертання вихідного валу передачі, якщо чисельник прирівняти нулю.

При тому, що розташування вушок ведучих вилок всіх шарнірів передачі в одній площині формула (3.14) приймає вигляд

$$\delta = \frac{1 - (\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3 \dots \cos\gamma_n)^2}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3 \dots \cos\gamma_n} \quad (3.16)$$

при цьому δ буде максимальним, а умова рівномірного обертання вихідного валу взагалі не може бути виконана, оскільки:

$$\cos\gamma_1 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3 \dots \cos\gamma_n \neq 1.$$

При проектуванні карданної передачі звичайно прагнуть виконати умову рівномірного обертання передачі при прямолінійному русі с/г машини.

Проте необхідно також проаналізувати роботу передачі при поворотах машини, щоб кути γ не перевищували гранично допустимих значень ($30-45^0$), а ступінь нерівномірності δ була мінімальною.

Тут свій вибір зупиняємо на двошарнірній передачі, оскільки вона нам найбільш підходить конструктивно. Крім того наша карданна передача буде працювати в стаціонарних умовах.

Таку нерівномірність передачі кутової швидкості визначатимемо за формулою (3.15)

$$\delta = \left| \frac{\cos^2 5^0 - (\cos 4^0 \cos 0)^2}{\cos 4^0 \cos 5^0 \cos 0} \right| = 0.0027\%.$$

Така нерівномірність є цілком прийнятною для такого роду приводу.

Розрахунок деталей карданної передачі.

Схема зусиль, діючих між деталями шарніра, приведена на рис. 3.5. Згідно цієї схеми

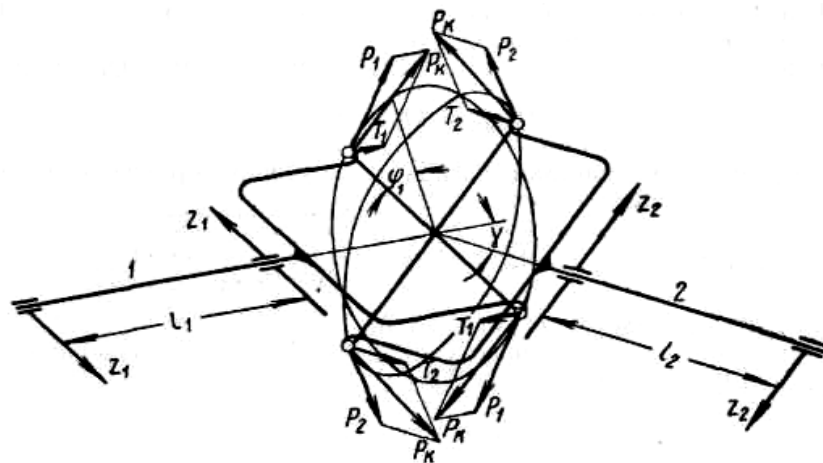


Рисунок 3.5 – Сили, що діють в шарнірі

$$P_1 = \frac{M_1}{(H-l)} = \frac{71620N}{n(H-l)}; T_1 = \frac{M_1}{(H-l)} \sin \varphi_1 \operatorname{tg} \gamma;$$

$$P_2 = \frac{M_1}{(H-l)} (1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma);$$

$$T_2 = \frac{M_1}{(H-l)} \cos \varphi_1 \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma};$$

$$P_K = \frac{M_1}{(H-l)} \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma}, \quad (3.17)$$

де M_1 – крутний момент на ведучому валу; N – передавана потужність в к.с.; n — число обертів вала за хвилину; $(H-l)$ - плече між серединами двох цапф хрестовини; l – довжина цапфи; H – відстань між торцями цапф; γ – кут між валами; φ_1 – кут повороту ведучої вилки.

При постійному крутному моменті M_1 на ведучому валу ведений вал знаходиться під дією змінного крутного моменту

$$M_2 = P_2(H-l) = M_1 \cos \gamma (1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma). \quad (3.18)$$

Найбільше значення цього моменту буде при $\varphi_1 = 90^\circ$:

$$M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \gamma} = \frac{193.2}{\cos 4^\circ} = 193.7 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.19)$$

При $\varphi_1 = 90^\circ$ максимальні значення матимуть також сили

$$P_1 = \frac{M_1}{(H-l)} = \frac{193.2}{0.052} = 3715 \text{ Н};$$

$$P_K = \frac{M_1}{(H-l)\cos\gamma} = \frac{P_1}{\cos\gamma} = \frac{3715}{\cos 4^0} = 3724 \text{ H};$$

$$P_2 = \frac{M_1}{(H-l)\cos\gamma} = \frac{P_1}{\cos\gamma} = \frac{3715}{\cos 4^0} = 3724 \text{ H};$$

$$T_1 = \frac{M_1}{(H-l)} \operatorname{tg}\gamma = P_1 \operatorname{tg}\gamma = 3715 \operatorname{tg} 4^0 = 259.6 \text{ H}.$$

При $\varphi_1 = 0$ сила T_2 стає максимальною:

$$T_2 = \frac{M_1}{(H-l)} \sin\gamma = P_1 \sin\gamma = 3715 \sin 4^0 = 259 \text{ H}.$$

Сили, діючі між деталями шарніра, змінні. Вони двічі досягають максимуму і мінімуму за один оберт.

Ці прораховані сили та моменти є вихідними параметрами до розрахунку прийнятих елементів шарнірів та карданного вала.

Розрахунок навантажень карданного вала [17,18].

Карданний (проміжний) вал розраховують на кручення і згин при максимальному куті γ_{\max} і передачі максимального крутного моменту.

Розрахунковим є максимальний крутний момент на веденому валу при $\varphi_1 = 90^0$

$$M_{\text{кр max}} = \frac{M_1}{\cos\gamma_{\max}} = \frac{193.2}{\cos 30^0} = 223 \text{ H} \cdot \text{м}, \quad (3.20)$$

де $\gamma_{\max} = 30^0$.

Карданний (проміжний) вал, окрім кручення, піддається згину під дією пари сил T_2 , причому $M_u = T_2(H-l) = 259 \cdot 0.052 = 13.5 \text{ H} \cdot \text{м}$.

Максимальне значення цього згинаючого моменту при $\varphi_1 = 0^0$ рівне

$$M_{\max} = M_1 \sin \gamma_{\max} = 193.2 \cdot \sin 30^\circ = 96.6 \text{ H} \cdot \text{м}. \quad (3.21)$$

При одночасній дії згину і кручення приведений момент по третій гіпотезі міцності рівний [19-21]

$$\begin{aligned} M_{np} &= \sqrt{M_{кр}^2 + M_u^2} = M_1 \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \gamma_{\max}} + \sin^2 \gamma_{\max}} = \\ &= 193,2 \sqrt{\frac{1}{\cos^2 30^\circ} + \sin^2 30^\circ} = 243.1 \text{ H} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

При $\gamma_{\max} = 30^\circ$ виходить $M_{np} = 1,25M_1$.

Якщо є необхідність визначення реакції на опорних підшипниках карданних валів, зв'язаних шарніром (рис. 3.5), то вони можуть бути визначені за формулами:

$$Z_1 = \frac{T_1(H-l)}{l_1} = \frac{M_1}{l_1} \operatorname{tg} \gamma ;$$

$$Z_2 = \frac{T_2(H-l)}{l_2} = \frac{M_1}{l_2} \sin \gamma , \quad (3.23)$$

де l_1 і l_2 – відстані між опорами відповідно першого і другого валів;

T_1 і T_2 – максимальні значення сил.

Розрахунок підшипників і хрестовин.

Навантаження на голчатий карданний підшипник (рис. 3.6) може бути визначено по формулі

$$P_2 = \frac{M_1}{(H-l) \cos \gamma} = \frac{250d^{0,7l_p}}{(n_1 h')^{0,3}} , \quad (3.24)$$

де l_p – робоча довжина голки підшипника в мм; d – діаметр цапфи хрестовини в мм; $n_1 = ntg\gamma$ – відносна швидкість коливання цапфи в підшипнику; n – число обертів валу за хвилину; γ – кут між валами; h' – довговічність підшипника в год.

Розрахункова довговічність, знайдена по цій формулі, довільно узгоджується з результатами випробувань для кутів $\gamma = 15 \div 20^\circ$.

Працездатність шарніра на голчатих підшипниках оцінюється по умовному питомому тиску $p_{екс}$ підшипника на цапфу хрестовини [17]:

$$p_{екс} = \frac{M_{екс}}{(H-l)dl}; \quad (3.25)$$

$$M_{екс} = M_{\max} a = \frac{M_1 a}{\cos \gamma}, \quad (3.26)$$

$$M_{екс} = \frac{193.2 \cdot 0.5}{\cos 30^\circ} = 111.5 \text{ Нм.}$$

де $M_{екс}$ – середній експлуатаційний момент; $a = 0,5$ – середній коефіцієнт використання передачі.

Тоді

$$p_{екс} = \frac{M_{екс}}{(H-l)dl},$$

значення

$$p_{екс} = \frac{111,5}{0,052 \cdot 0,016 \cdot 0,015} = 8,9 \text{ МПа.}$$

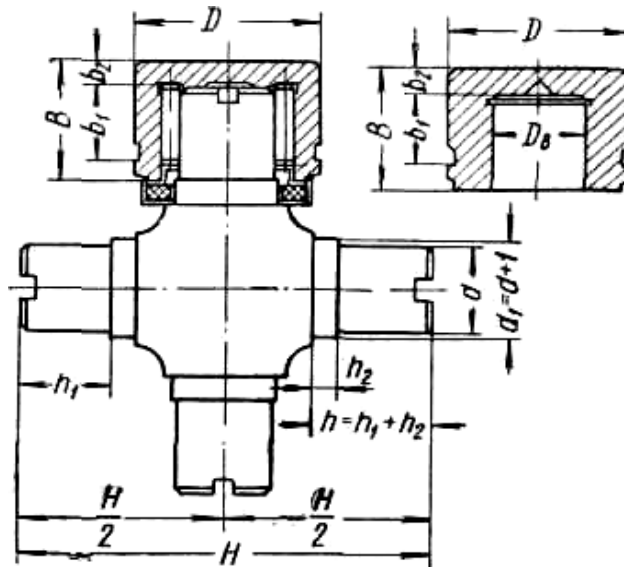


Рисунок 3.6 – Розміри хрестовини і підшипника шарніра

Середній експлуатаційний питомий тиск для голчатих карданних підшипників при цапфах хрестовин, загартованих до твердості $HRC\ 56-63$, рівний $p_{екс} = 9 \div 10$ МПа. Для сталевих підшипників ковзання, загартованих до твердості $HRC\ 48-55$ при аналогічній твердості загартованих цапф, $p_{екс} = 4.5$ МПа. Для підшипників ковзання з ковкого чавуну при цапфах, загартованих до твердості $HRC\ 45-52$, $p_{екс} = 1.0 \div 1.5$ МПа.

Отже, для нашого випадку умова міцності виконується при цапфах хрестовин, загартованих до твердості $HRC\ 56-63$.

Перевірочний розрахунок міцності цапф хрестовини (див. рис. 3.6), що піддаються згину під дією номінального крутного моменту M_1 , виконується за формулою

$$\sigma_u = \frac{32M_1 \left(h - \frac{l}{2} \right)}{(H - l)\pi d_1^3 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^4 \right] \cos \gamma}, \quad (3.27)$$

Тоді

$$\sigma_u = \frac{32 \cdot 193,2 \left(0,017 - \frac{0,015}{2} \right)}{0,052 \cdot 3,14 \cdot 0,018^3 \left[1 - \left(\frac{0,0081}{0,018} \right)^4 \right] \cos 30^\circ} = 74,3 \text{ МПа.}$$

де h – довжина цапфи до розрахункового перетину, $h=0,017$ м; d_1 – діаметр цапфи в розрахунковому перетині, $d_1=0,018$ м; d_c – діаметр отвору в цапфі; $d_c = (0,35 \div 0,45)d_1=0,0081$ м; γ — кут між валами, $\gamma = 30^\circ$ (максимальний).

Допустиме напруження згину в загартованих цапфах хрестовин, приймається $[\sigma_u] = 80 \div 100$ МПа.

Отже, умова міцності виконується.

Розрахунок вала карданної передачі.

Наша карданна передача передає крутний момент, що рівний $M_{кр\max} = 223 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Вважаємо, що карданний вал є защемленим з одного боку, має довжину $l_g = 0,23$ м та до його вільного кінця прикладено вказаний момент. Тут будемо розглядати навантаження від чистого кручення, згинними моментами в місцях приєднання хрестовин знехтуємо, оскільки кут перекосу $\gamma = 4^\circ$ (необхідності розглядати його максимального значення 30° немає, оскільки сама передача є фактично стаціонарною). В задачу розрахунку входить відхукати необхідний мінімальний діаметр цього вала, якщо він буде виготовленим із сталі 45.

Напруження при цьому із умови міцності [19-21]

$$\tau_{\max} = \frac{M_1}{W_p} \leq [\tau_{\max}], \quad (3.28)$$

де W_p - полярний момент опору перетину;

$[\tau_{\max}]$ - допустиме напруження,

Звідси

$$W_p = \frac{M_1}{[\tau_{\max}]},$$

тоді

$$W_p = \frac{193.2}{250 \cdot 10^6} = 7,728 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

необхідний діаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}}, \quad (3.29)$$

Підставляємо значення

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7.728 \cdot 10^{-7}}{3.14}} = 0,016 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр вала 16 мм.

3.2. Розрахунок ланцюгової передачі головного приводу

Розрахунок даного приводу почнемо з того, що нам необхідно забезпечити передаточне відношення $u_n = 1,8$. Крім того є певні обмеження щодо вибору діаметру ведучої зірочки. Це полягає у величині діаметра фланця вихідного вала силової коробки. Для можливості виконання центрувальної виточки на зірочці та посадці її на фланець, діаметр повинен бути не менше 120 мм по ділильному колу.

З цією метою підрахуємо кількість зубів зірочки, які можна утворити на даному діаметрі при попередньо вибраному крокові ланцюга 19,05 мм.

Скористаємося формулою [9]

$$d_1 = P / \sin(\pi / z_1), \quad (3.30)$$

де P - попередньо вибраний крок приводного ланцюга, $P = 19.05$ мм;

z_1 - кількість зубів ведучої зірочки, яка може утворитися при заданому крокові ланцюга та ділильному діаметрі, $z_1 = 20$.

Тоді

$$d_1 = 19,05 / \sin(3,14 / 20) = 121,77 \text{ м}.$$

Тоді відповідно ведена зірочка матиме ділильний діаметр

$$d_2 = P / \sin(\pi / z_2), \quad (3.31)$$

$$d_2 = 19,05 / \sin(3,14 / 36) = 218,57 \text{ м}.$$

де z_2 - кількість зубів веденої зірочки виходячи із умови,

$$z_2 = z_1 u_n = 20 \cdot 1,8 = 36. \quad (3.32)$$

До розрахунку ми вибрали роликовий ланцюг ПР-19,05-3180 (див. табл. 29.1 [9]), для якого маємо: крок $P = 19,05$ мм; площа опорної поверхні шарніра $A_{on} = 106$ мм²; руйнівне навантаження $F_{pn} = 31,8$ кН; маса 1 м ланцюга $q = 1,9$ кг/м.

Швидкість ланцюга максимальна. Така швидкість може виникнути при прямій передачі силової коробки передач та четвертій передачі коробки силового агрегату, тобто кількість обертів зірочки визначатиметься із співвідношення (при максимальній частоті обертання колінчастого вала двигуна)

$$n = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{кппIV}}} = \frac{5200}{1.3} = 4000 \text{ об/хв}, \quad (3.33)$$

де $u_{\text{кппIV}} = 1.3$ - передаточне число коробки передач силового агрегату на четвертій передачі.

Відповідно кутова швидкість при цьому буде

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 \cdot 4000}{30} = 418 \text{ рад/с.}$$

Тоді швидкість ланцюга

$$v = P\omega_1 z_1 / (2\pi) = 19.05 \cdot 10^{-3} \cdot 418 \cdot 20 / (2 \cdot 3.14) = 25.4 \text{ м/с}, \quad (3.34)$$

Як видно із аналізованих даних, що для прийнятого кроку ланцюга кутова швидкість ведучої зірочки майже вдвічі більша від граничної кутової швидкості, що є наведеною в рекомендаціях [9], табл.29.3. Обґрунтовуючи даний вибір, мотивуємо це тим, що ми проектуємо силовий агрегат, який не буде експлуатуватися тривалий час на повній потужності двигуна (при максимальній частоті обертання колінчастого вала) на прямих передачах, а тимчасове збільшення кутової швидкості ведучої зірочки до обрахованих значень – допускається.

Причому, для аналізу допустимого тиску у шарнірах використаємо значення як максимальної швидкості та мінімального моменту так і мінімальної швидкості та максимального моменту.

Конструктивно призначаємо міжосьову відстань передачі, яка становитиме $A' = 270 \text{ мм}$.

Число ланок ланцюга

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{2A'}{P} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\frac{P}{A'}(z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2} = \\
 &= \frac{2 \cdot 270}{19.05} + \frac{20 + 36}{2} + \frac{19.05}{270} \frac{(36 - 20)^2}{(2\pi)^2} = 56.8.
 \end{aligned}
 \tag{3.35}$$

Приймаємо $W = 57$.

Розрахункова міжосьова відстань

$$\begin{aligned}
 A_0 &= (P/4) \cdot \left[W - 0.5(z_1 + z_2) + \sqrt{[W - 0.5(z_1 + z_2)]^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right] = \\
 &= (19.05/4) \cdot \left[57 - 0.5(20 + 36) + \dots \right. \\
 &\quad \left. + \sqrt{[57 - 0.5(20 + 36)]^2 - 8(36 - 20)^2 / (2\pi)^2} \right] = 271.89 \text{ мм.}
 \end{aligned}
 \tag{3.36}$$

Міжосьова відстань передачі із забезпеченням провисання веденої вітки

$$A = A_0 - 0.003A_0 = 271.89 - 0.003 \cdot 271.89 = 271.08 \text{ мм.}
 \tag{3.37}$$

Номінальне корисне навантаження ланцюга, яке, звичайно, будемо визначати за максимально можливим крутним моментом на ведучій зірочці.

При цьому передаточне число приводу становитиме

$$u_{3l} = u_{кнт.свл} u_{кнтl} = 6.1 \cdot 4.11 = 25.07,$$

крутний момент

$$T_1 = M_{\text{де}} u_{3l} \eta = 47 \cdot 25.07 \cdot 0.9 = 1060.5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді номінальне корисне навантаження ланцюга

$$F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 1060.5 / 121.77 \cdot 10^{-3} = 17417 \text{ Н.} \quad (3.38)$$

Максимальне корисне навантаження ланцюга при пуску передачі

$$F_{t\text{пуск}} = K_n \cdot F_t = 1.5 \cdot 17417 = 26126 \text{ Н,} \quad (3.39)$$

де $K_n = 1.5$ коефіцієнт, що враховує перевантаження при пуску передачі.

Максимальна сила, що діє на вали передачі за аналогією [19-21]

$$R_{\text{max}} = 1.15F_t = 1.15 \cdot 17417 = 20030 \text{ Н.} \quad (3.40)$$

Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання [див. формулу(29.10), 9]. Якщо коефіцієнт інтенсивності $K_{Ecn} = 0,80$ для режиму навантаження В див. табл. 29.4,[9]), то еквівалентне корисне навантаження ланцюга

$$F_{tEcn} = K_{Ecn} F_t = 0.80 \cdot 17417 = 13933.6 \text{ Н.} \quad (3.41)$$

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_d = 1,5$; для однорядного ланцюга $K_m = 1$.

За формулою (29.14) [9] з умови стійкості проти спрацювання допустимий тиск у шарнірах

$$[p]_{cn} = C / (hK_v K_R K_e) = 3.59 \cdot 10^6 / (500 \cdot 9.02 \cdot 0.7 \cdot 3) = 379 \text{ МПа..}$$

Тут вибрані такі значення розрахункових коефіцієнтів:
 $C = 1.33 \cdot 10^6 \Delta P / P = 1.33 \cdot 10^6 \cdot 2.7 = 3.59 \cdot 10^6$ - коефіцієнт роботоздатності

передачі, а при допустимому збільшенні середнього кроку ланцюга $\Delta P / P = 2.7\%$;

кутова швидкість при максимальному крутному моменті

$$n = \frac{n_{об}}{u_{зл}} = \frac{5200}{25,07} = 207,4 \text{ об/хв}, \quad (3.42)$$

відповідно кутова швидкість при цьому буде

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3.14 \cdot 207,4}{30} = 21,7 \text{ рад/с.}$$

Тоді коефіцієнти

$$K_v = \sqrt[3]{\omega_1^2} = \sqrt[3]{21,7^2} = 9,02;$$

$$K_R = (25 / z_1) \left(\sqrt[4]{40 / a_p} \right) \left(1 / \sqrt[6]{u} \right) = (25 / 20) \left(\sqrt[4]{40 / 271.08} \right) \left(1 / \sqrt[6]{1.8} \right) = 0.7;$$

$$K_e = K_H K_p K_{zm} = 1 \cdot 1 \cdot 3 = 3.$$

Розрахунковий тиск у шарнірах ланцюга

$$p = F_{тЕсн} K_D / (A_{он} K_m) = 13933,6 \cdot 1.5 / (106 \cdot 1) = 197.2 \text{ МПа}. \quad (3.43)$$

Стійкість шарнірів ланцюга проти спрацювання забезпечується, оскільки

$$p = 197.2 \text{ МПа} < [p]_{сн} = 379 \text{ МПа}.$$

Розрахунок пластин ланок ланцюга на втому (див. формулу (29.11)[9]). При розрахунку пластин на втому еквівалентне корисне навантаження ланцюга ($K_{E\delta E} = 0.8$) для режиму навантаження В)

$$F_{iE\delta E} = K_{E\delta E} F_t = 0.8 \cdot 14417 = 13933.6 \text{ Н.} \quad (3.44)$$

За формулою (29.15) [9] допустимий тиск у шарнірах ланцюга, що гарантує втомну міцність пластин його ланок,

$$[p]_{\text{вм}} = 270 K'_z K_h / (K_\omega K_p) = 270 \cdot 12.8 \cdot 2.34 / (14.1 \cdot 0.988) = 580.5 \text{ МПа.} \quad (3.45)$$

Тут вибрані такі значення розрахункових коефіцієнтів [22, 23]

$$K'_z = \sqrt[12]{z_1} = \sqrt[12]{20} = 12.8;$$

$$K_h = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / h} = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / 500} = 2.34;$$

$$K_\omega = 10^9 \sqrt{\omega_1} = 10^9 \sqrt{21.7} = 14.1;$$

$$K_p = \sqrt[24]{P / 25.4} = \sqrt[24]{19.05 / 25.4} = 0.988.$$

Розрахунковий тиск у шарнірах за умови втомної міцності пластин

$$p_{\text{вм}} = F_{iE\delta E} K_d / (A_{\text{он}} K_m) = 13933.6 \cdot 1.5 / (106 \cdot 1) = 197.2 \text{ МПа.} \quad (3.46)$$

Втомна міцність пластин ланцюга достатня, бо

$$p_{\text{вм}} = 197.2 \text{ МПа} < [p]_{\text{вм}} = 580.5 \text{ МПа.}$$

Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короточасних перевантажень

$$s = F_{p.n} / F_{t_{max}} = 31800 / 26126 = 1,2. \quad (3.47)$$

Висновок. Міцність вибраного ланцюга за всіма критеріями забезпечується. Крім того тут слід зауважити, що розрахунок виконано за максимальною потужністю двигуна та максимальним передаточним числом в кінематичному ланцюгу до розглядуваної ведучої зірочки, але зрозуміло, що максимальний момент буде створюватися за рахунок опору робочої машини та буде обмежуватися зчіпною силою самого енергозасобу. Реальний максимальний момент на таких передачах енергозасобу буде значно нижчим від розрахункового. Іншими словами – при достатньому опорі робочої машини, що буде відповідати максимальному розрахунковому крутному моментові, наш енергозасіб буде просто буксувати, оскільки в нього не буде достатньої зчіпної сили щоб такий опір подолати.

3.3. Перевірочний розрахунок болтових з'єднань зірочок з фланцями

Розглядаємо спочатку ведучу зірочку, яка приєднана до вихідного фланця силової коробки передач з допомогою чотирьох болтів М12. Вихідними даними для розрахунку є:

- діаметр стержнів болтів - 12 мм;
- з'єднання щільне;
- чотири болти розміщені по колу діаметром 120 мм;
- максимальний момент, який може передавати дане з'єднання

$$T_1 = 1060.5 \text{ Нм.}$$

Оскільки з'єднання є щільним, тобто між зірочкою і болтом зазор відсутній, то стержні болтів достатньо перевірити тільки на зріз. Для цього визначаємо дотичну силу на даному діаметрі, яка і буде перерізуючою силою для болтів.

$$F_{t\sigma} = \frac{T_1}{D/2} = \frac{1060.5}{120 \cdot 10^{-3} / 2} = 4419 \text{ Н}, \quad (3.48)$$

де D – діаметр, на якому розміщені болти, $D=120$ мм.

Умова міцності болтів на зріз [9-11,24,25]

$$\tau_{зр} = \frac{K_{\sigma} F_{t\sigma}}{nzA_{\sigma}} \leq [\tau_{зр}], \quad (3.49)$$

де n - кількість площин зрізу, $n=1$;

z - кількість болтів, $z = 4$;

A_{σ} - площа поперечного перетину болта,

$$A_{\sigma} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 113,04 \text{ мм}^2;$$

$[\tau_{зр}] = 100 \text{ МПа}$ - допустиме напруження зрізу матеріалу болта (сталь 20).

Дійсне значення дотичного напруження

$$\tau_{зр} = \frac{1.5 \cdot 4419}{1 \cdot 4 \cdot 113,04 \cdot 10^{-6}} = 14,6 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності виконується

$$\tau_{зр} = 14.6 \text{ МПа} < [\tau_{зр}] = 100 \text{ МПа.}$$

Перейдемо тепер до перевірки міцності аналогічного з'єднання веденої зірочки даної ланцюгової передачі.

Даними для розрахунку є:

- діаметр стержнів болтів - 12 мм;
- з'єднання щільне;
- чотири болти розміщені по колу діаметром 80 мм;
- максимальний момент, який може передавати дане з'єднання

$$T_2 = 1909 \text{ Нм.}$$

Визначаємо дотичну силу на даному діаметрі, яка і буде перерізуючою силою для болтів.

$$F_{\text{б}2} = \frac{T_2}{D_2 / 2} = \frac{1909}{100 \cdot 10^{-3} / 2} = 38180 \text{ Н,}$$

де D_2 – діаметр, на якому розміщені болти, $D_2=100$ мм.

Умова міцності болтів на зріз

$$\tau_{\text{зр}2} = \frac{K_{\sigma} F_{\text{б}2}}{nzA_{\sigma 2}} \leq [\tau_{\text{зр}}],$$

де n - кількість площин зрізу, $n=1$;

z - кількість болтів, $z = 6$;

$A_{\sigma 2}$ - площа поперечного перетину болта,

$$A_{\sigma 2} = A_{\sigma} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 113,04 \text{ мм}^2;$$

$[\tau_{\text{зр}}] = 100 \text{ МПа}$ - допустиме напруження зрізу матеріалу болта (сталь 20).

Дійсне значення дотичного напруження

$$\tau_{zp} = \frac{1.5 \cdot 38180}{1 \cdot 6 \cdot 113,04 \cdot 10^{-6}} = 84,4 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності виконується

$$\tau_{zp2} = 84,4 \text{ МПа} < [\tau_{zp}] = 100 \text{ МПа.}$$

Дані болтові з'єднання мають достатню міцність для надійного приєднання зірочок до своїх фланців.

3.4. Обґрунтування параметрів додаткової опори ведучої зірочки головного приводу

Із розрахунку ланцюгової передачі маємо, що сила, яка діє на вал з врахуванням динамічного перевантаження, становить

$$R_{\max} = 20030 \text{ Н.}$$

Розрахункова схема додаткової опори ведучої зірочки, рис. 3.7.

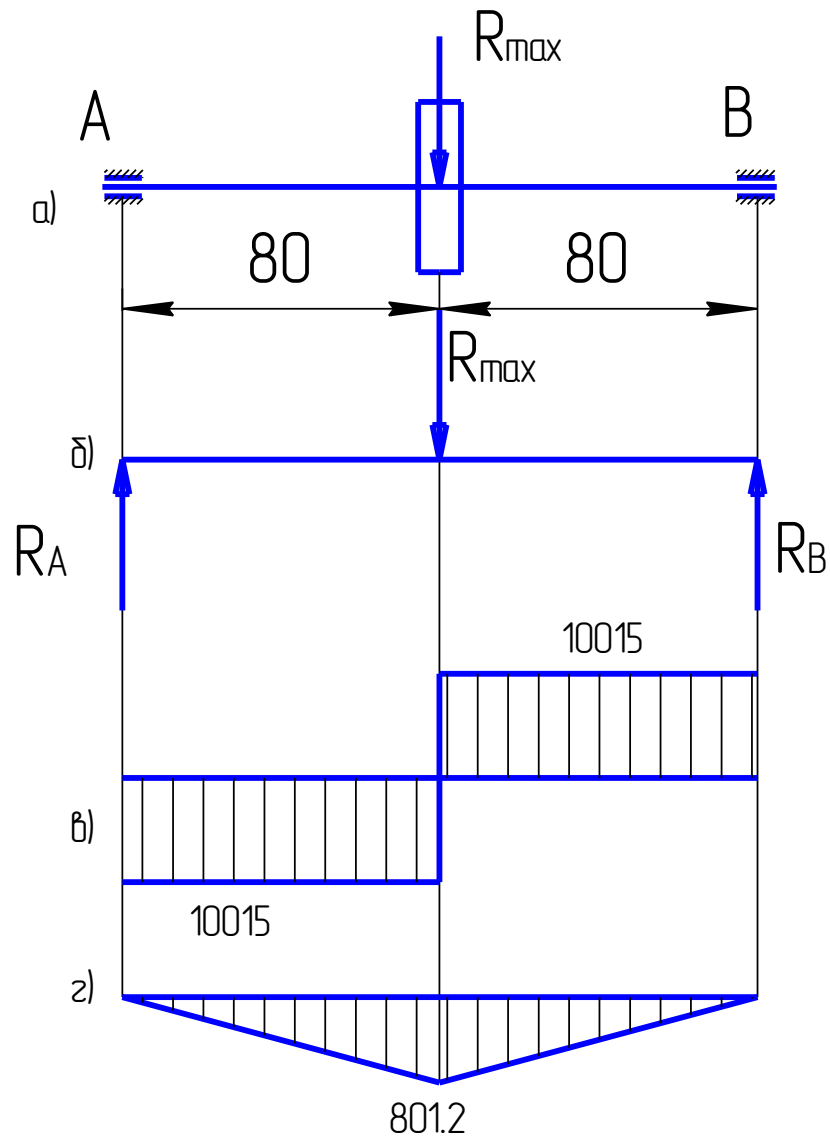


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема додаткової опори

Визначаємо реакції опор. Оскільки зірочка є симетрично розміщеною на вихідному валі, то можна стверджувати

$$R_A = R_B = \frac{R_{max}}{2} = \frac{20030}{2} = 10015 \text{ Н.} \quad (3.50)$$

Дана розрахункова схема має дві ділянки. Методом перетинів визначимо поперечні сили та згинні моменти. Нас цікавитиме ліва частина вихідного вала (ділянка I), оскільки саме ця частина є додатковою опорою ведучої зірочки.

Визначаючи поперечні сили на ділянці I (зліва на право), маємо

$$Q(x) = -R_A = -10015 \text{ Н.}$$

Визначаючи згинні моменти на ділянці I (зліва на право), маємо максимум

$$M(x) = R_A x = 10015 \cdot 0.080 = 801.2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Консоль опори (розглядаючи тільки ділянку I) не передає ніякого крутного моменту. Цей момент на зірочку передається правою частиною вала та повністю знімається зірочкою. Роль опори при навантаженні правої частини вала ланцюговою передачею, знизити цю згинну дію.

Визначимо необхідний перетин вала із умови розрахунку на міцність [19]

$$\sigma = \frac{M_{32}}{W_o} \leq [\sigma], \quad (3.51)$$

де M_{32} - максимальний згинний момент, $M_{32} = 801.2 \text{ Нм}$;

$[\sigma]$ - допустиме напруження при згині матеріалу вала, $[\sigma] = 300 \text{ МПа}$;

W_o - осьовий момент опору перетину вала.

З цієї умови визначимо діаметр вала.

$$W_o = \frac{M_{32}}{[\sigma]} = \frac{801.2}{300 \cdot 10^6} = 3.483 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Осьовий момент опору круглого перетину [25]

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (3.52)$$

де d - діаметр вала,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_o}{3.14}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2.671 \cdot 10^{-6}}{3.14}} = 0,03 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр додаткової опори $d = 30$ мм.

Тут варто зауважити, що виходячи з розрахунку, ми прийняли мінімальний діаметр вала, який слідує з умови міцності. Але, звичайно, що в розрахунках було прийнято максимальний крутний момент ланцюгової передачі головного приводу, який, ми вже зауважували, фактично енергозасобом не досягається, оскільки він є обмежений зчіпною силою енергозасобу. Це означає, що фактично на вал від ланцюгової передачі діє значно менша сила, а прийнятий поперечний перетин вала буде йти в запас міцності.

Перевіримо жорсткість даної частини вала, вважаючи, що він жорстко закріплений на зірочці, а місце опорного підшипника вільне і на вал діє його опорна реакція, рис. 3.8

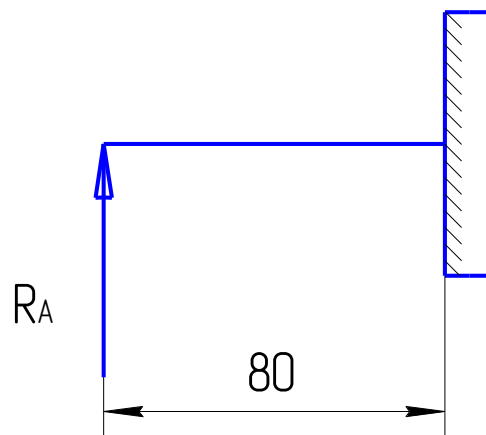


Рисунок 3.8 – До визначення прогину опорної частини вала зірочки

Прогин за такою схемою буде становити [25]

$$f = \frac{R_A l^3}{3EI}, \quad (3.53)$$

де l - довжина прольоту, $l=80$ мм;

E - модуль пружності сталюого вала, $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа;

I - осьовий момент інерції перетину,

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 0.03^4}{64} = 3.973 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4. \quad (3.54)$$

Прогин буде рівний

$$f = \frac{10015 \cdot 0.08^3}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 3.973 \cdot 10^{-8}} = 2.049 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

В результаті було отримано можливий прогин розглядуваної частини вала без врахування додаткової опори. Прогин в 0,2 мм при такій критичній схемі розрахунку вала є допустимим, оскільки навантаження було змодельоване таким чином, що його повністю сприймає тільки вал, але насправді тут є ще додаткова опора і буде перерозподіл навантаження, а в самій опорі прогин буде рівним нулевi. Така постановка задачі нам була необхідна для визначення жорсткості розглядуваної частини вала при критичному його навантаженні.

СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

РОЗДІЛ 4

САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

4.1. Методи та системи САПР сільськогосподарської техніки

САПР — система, що об'єднує технічні засоби, математичне і програмне забезпечення, параметри і характеристики яких вибирають з максимальним урахуванням особливостей завдань інженерного проектування й конструювання. У САПР забезпечується зручність використання програми за рахунок ресурсів оперативного зв'язку інженера з ЕОМ, спеціальних проблемно-орієнтованих мов і культур наявності інформаційно-довідкової бази [24].

Структурними складовими САПР є підсистеми, які мають усіма властивостями систем й утворювані як самостійні системи. Це виділені за деякими ознаками частини САПР, щоб забезпечити виконання деяких закінчених проектних завдань із отриманням відповідних проектних прийняття рішень та проектних документів.

За призначенням підсистеми САПР поділяють на два види: проектувальні і обслуговуючі [25].

До проектувальних відносяться підсистеми, що виконують проектні процедури і операції, наприклад:

- підсистема компонування машини;
- підсистема проектування складальних одиниць;
- підсистема проектування деталей;
- підсистема проектування схеми управління;
- підсистема технологічного проектування.

До обслуговуючих відносяться підсистеми, призначені для підтримки працездатності проектувальних підсистем, наприклад:

підсистема графічного відображення об'єктів проектування;
підсистема документування;
підсистема інформаційного пошуку і ін.

Залежно від ставлення до об'єкту проектування розрізняють два види проектувальних підсистем:

об'єктно-орієнтовані (об'єктні);
об'єктно-незалежні (інваріантні).

До об'єктним підсистемам відносять підсистеми, виконують одну чи кілька проектних процедур чи операцій, безпосередньо які залежать від конкретного об'єкта проектування, наприклад:

підсистема проектування технологічних систем;
підсистема моделювання динаміки, проектованої конструкції і др.

До інваріантних підсистемам відносять підсистеми, що виконують уніфіковані проектні процедури та проведення операції, наприклад:

підсистема розрахунків деталей машин;
підсистема розрахунків режимів різання;
підсистема розрахунку техніко-економічних показників і др.

Процес проектування реалізується у підсистемах як певної послідовності проектних процедур і операцій. Проектна процедура відповідає частині проектної підсистеми, для виконання якої приймається деяке проектне рішення. Воно складається з елементарних проектних операцій, має твердо встановлений порядок їх виконання і спрямовано на досягнення локальної мети в процесі проектування. Під проектною операцією розуміють умовно виділену частину проектної процедури чи елементарну дію, вчинену конструктором у процесі проектування. Прикладами проектних процедур можуть бути процедури розробки кінематичної чи компоновочної схеми верстата, технології обробки виробів тощо. А прикладами проектних операцій — розрахунок припусків, рішення будь-якого рівняння тощо.

Структурна єдність підсистем САПР забезпечується суворою регламентацією зв'язків між різноманітними видами забезпечення, об'єднаних

спільною для даної підсистеми цільовою функцією. Розрізняють такі види забезпечення [25]:

методичне забезпечення — документи, у яких відзначені склад, правила добору, і експлуатації коштів автоматизації проектування;

лінгвістичне забезпечення — мови проектування, термінологія;

математичне забезпечення — методи, математичні моделі, алгоритми;

програмне забезпечення — документи з текстами програм, програми на машинних носіях і експлуатаційні документи;

технічне забезпечення — пристрою обчислювальної й організаційної техніки, засоби передачі, вимірювальні та інші пристрої і їх сполучення;

інформаційне забезпечення — документи, що містять опис стандартних проектних процедур, типових проектних рішень, типових елементів, комплектуючих виробів, матеріалів та інші дані;

організаційне забезпечення — інструкції, накази, штатний розклад інші документи, які регламентують організаційну структуру підрозділів, і їхню взаємодію з комплексом автоматизації проектування.

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Визначення зусилля на штоці гідроциліндра та тиску в гідросистемі міні-енергозасобу.

Згідно з планом швидкостей (рис. 4.1) зусилля на штоці гідроциліндра визначається з рівняння [23]

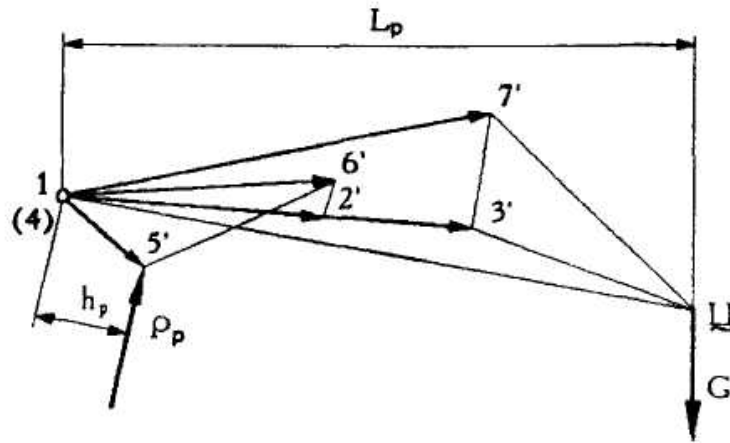


Рисунок 4.1 – Важіль Жуковського

$$P_p h_p = G_p L_p \quad (4.1)$$

де h_p , L_p - плече сили P_p і G_p відносно полюса.

Тоді

$$P_p = \frac{G_p L_p}{h_p}. \quad (4.2)$$

Визначимо тиск p в гідросистемі трактора, необхідний для піднімання плуга при різних його положеннях.

Тиск масла в гідросистемі трактора p , визначається за формулою

$$p = \frac{4P_p}{\pi D^2}. \quad (4.3)$$

де D - діаметр силового гідроциліндра, м.

Визначимо зусилля на штоці гідроциліндра та покажемо його зміну при зміні плеча важеля навіски.

Вихідні дані [26]:

$G_p := 1300 \cdot \text{N}$ - вага плуга з ґрунтом, що утримується на ньому;

$L_p := 1.2 \cdot \text{m}$ - плече сили ваги плуга;

$h_p := 0.25 \cdot \text{m}, 0.26 \cdot \text{m}.. 0.45 \cdot \text{m}$ - змінне плече важеля навіски;

$$P_p(h_p) := \frac{G_p \cdot L_p}{h_p}$$

Вихідні дані

$D := 0.060 \cdot \text{m}$ - діаметр поршня гідроциліндра;

$$P_p(h_p) =$$

$6.24 \cdot 10^3$
$6 \cdot 10^3$
$5.778 \cdot 10^3$
$5.571 \cdot 10^3$
$5.379 \cdot 10^3$
$5.2 \cdot 10^3$
$5.032 \cdot 10^3$
$4.875 \cdot 10^3$
$4.727 \cdot 10^3$
$4.588 \cdot 10^3$
$4.457 \cdot 10^3$
$4.333 \cdot 10^3$
$4.216 \cdot 10^3$
$4.105 \cdot 10^3$
$4 \cdot 10^3$
$3.9 \cdot 10^3$
$3.805 \cdot 10^3$
$3.714 \cdot 10^3$
$3.628 \cdot 10^3$
$3.545 \cdot 10^3$
$3.467 \cdot 10^3$

N

$$p_1(h_p) := \frac{4 \cdot P_p(h_p)}{\pi \cdot D^2}$$

$$p_1(h_p) =$$

$2.207 \cdot 10^6$
$2.122 \cdot 10^6$
$2.043 \cdot 10^6$
$1.97 \cdot 10^6$
$1.903 \cdot 10^6$
$1.839 \cdot 10^6$
$1.78 \cdot 10^6$
$1.724 \cdot 10^6$
$1.672 \cdot 10^6$
$1.623 \cdot 10^6$
$1.576 \cdot 10^6$
$1.533 \cdot 10^6$
$1.491 \cdot 10^6$
$1.452 \cdot 10^6$
$1.415 \cdot 10^6$
$1.379 \cdot 10^6$
$1.346 \cdot 10^6$
$1.314 \cdot 10^6$
$1.283 \cdot 10^6$
$1.254 \cdot 10^6$
$1.226 \cdot 10^6$

Pa

4.3. Аналіз даних за результатами проектування

Вихідні дані:

$G_p := 1300 \cdot N$ - вага плуга з ґрунтом, що утримується на ньому;

$L_p := 1.2 \cdot m$ - плече сили ваги плуга;

$h_p := 0.25 \cdot m, 0.26 \cdot m.. 0.45 \cdot m$ - змінне плече важеля навіски;

$$P_p(h_p) := \frac{G_p \cdot L_p}{h_p}$$

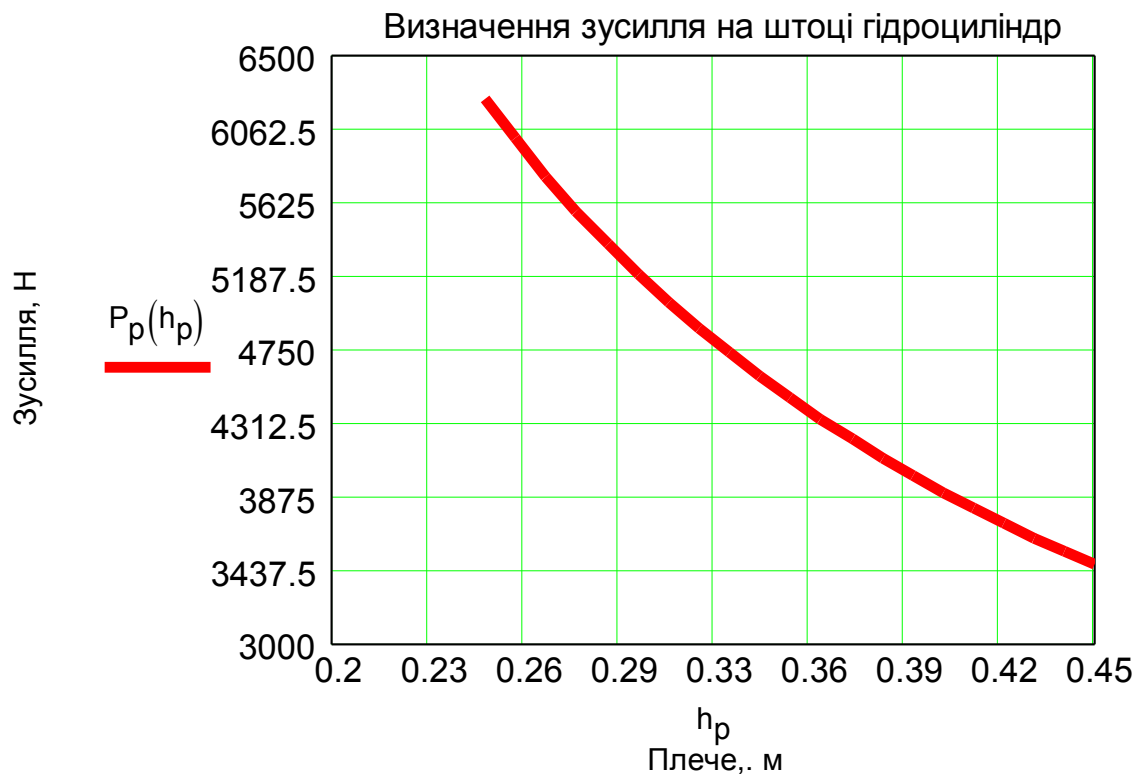


Рисунок 4.2 – Визначення зусилля на штоці гідроциліндра

Визначимо тиск в гідросистемі та покажемо його зміну при зміні плеча важеля навіски

Вихідні дані:

$D := 0.060 \cdot \text{m}$ - діаметр поршня гідроциліндра;

$$p_1(h_p) := \frac{4 \cdot P_p(h_p)}{\pi \cdot D^2}$$

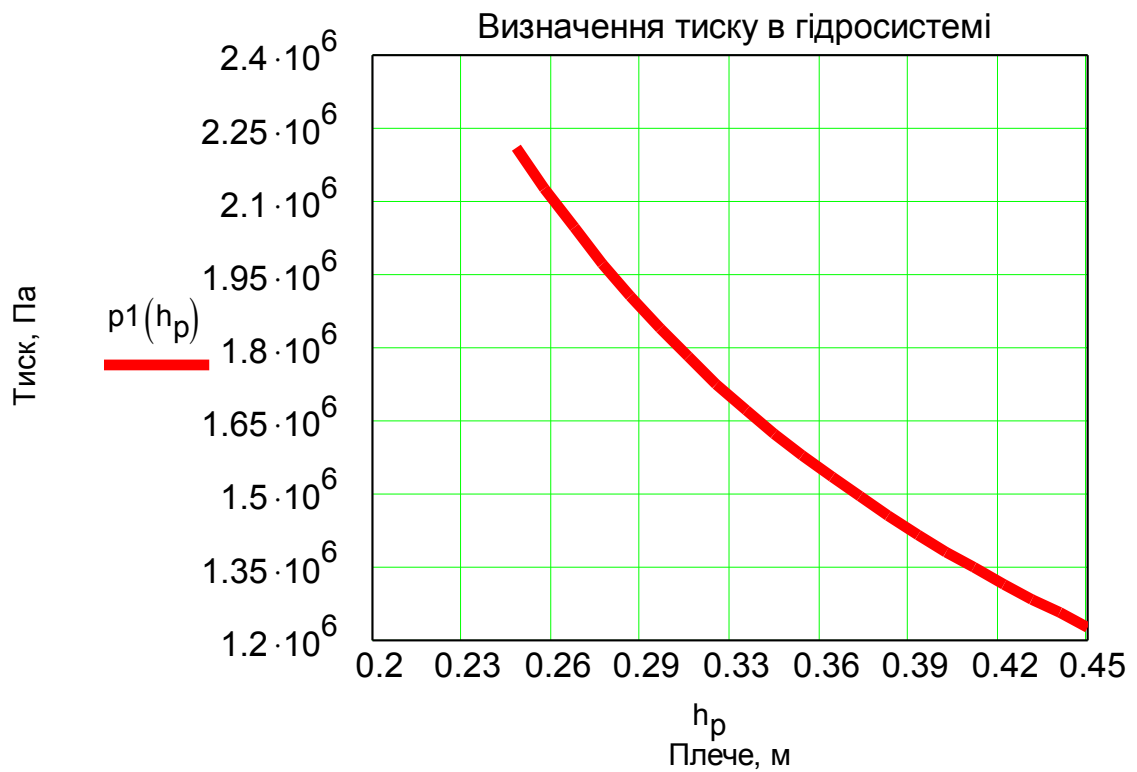


Рисунок 4.3 – Визначення тиску в гідросистемі

Отже, ми представили графічні залежності зміни зусилля на штоці гідроциліндра та зміну тиску в гідросистемі в залежності від зміни плеча важеля навіски.

4.4. Дослідження додаткової опори ведучої зірочки

Скористаємося для даного дослідження прикладною програмою ARМ WinMachine 2009 (v.9.6). На рис. 4.4 покажемо послідовність створення досліджуваної балки: задаємо довжину балки – 80 мм;

встановлюємо її діаметр – 30 мм;

вибираємо контур та підтверджуємо вибрану дію.

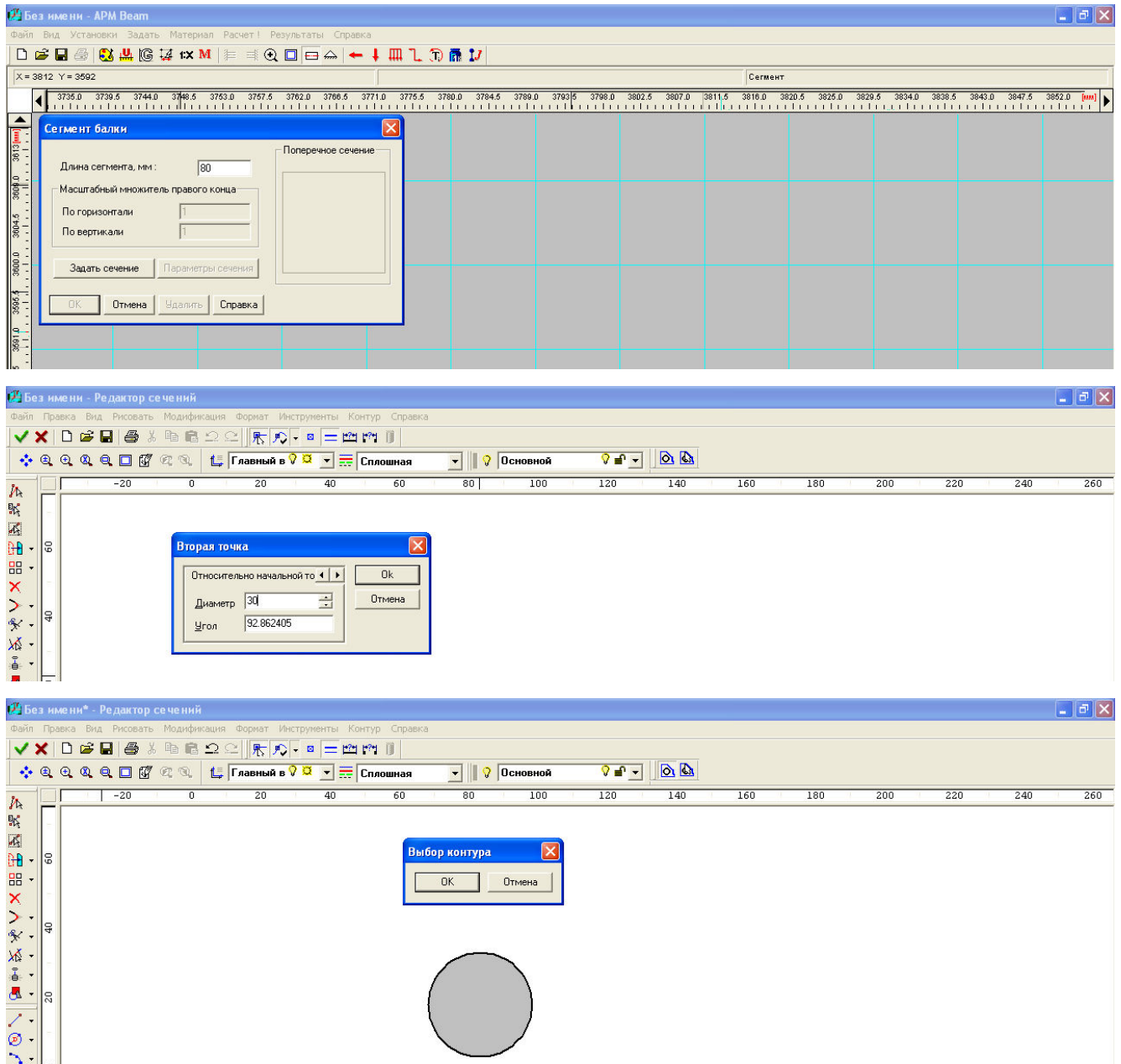


Рисунок 4.4 – Поетапне створення фізичної моделі дослідження

Наступним етапом є встановлення опор, задання матеріалу та навантаження.

В кінцевому результаті до розрахунку модель матиме наступний вигляд, рис. 4.5.

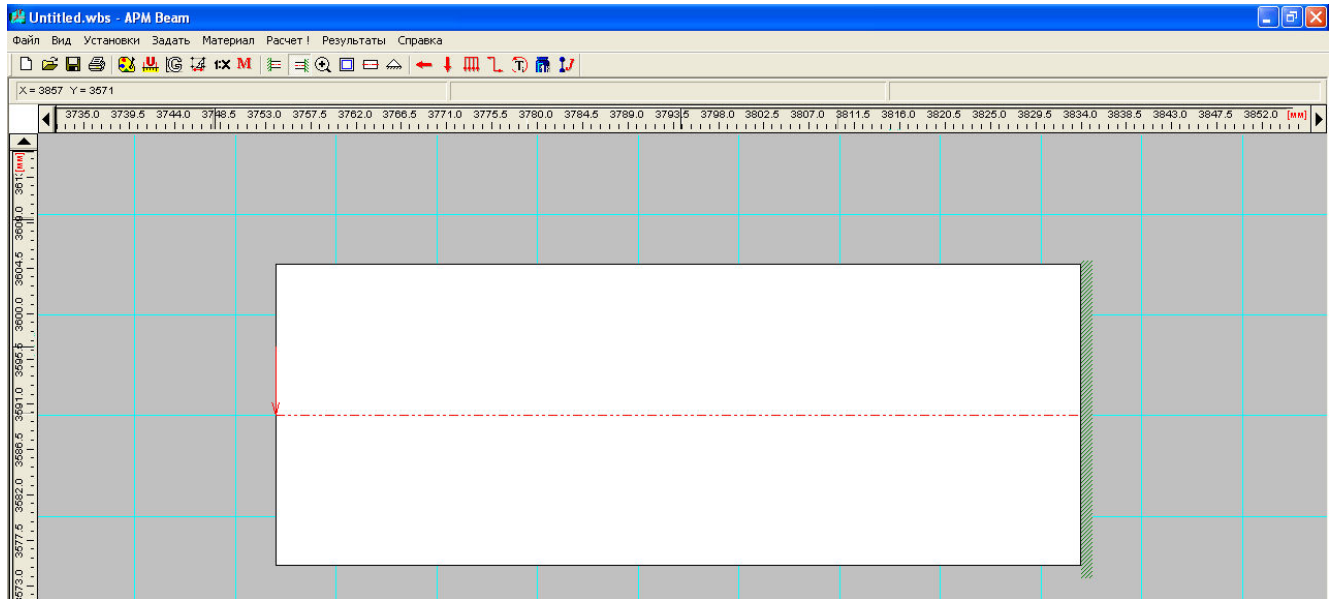


Рисунок 4.5 – Розрахункова модель досліджуваної опори

Проводимо розрахунок та представляємо результати розрахунку.

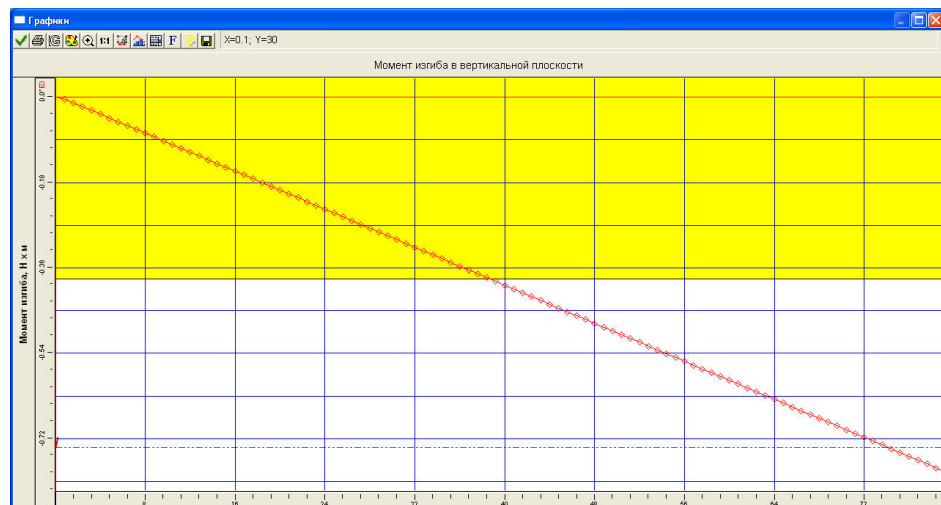


Рисунок 4.6 – Згинний момент у вертикальній площині

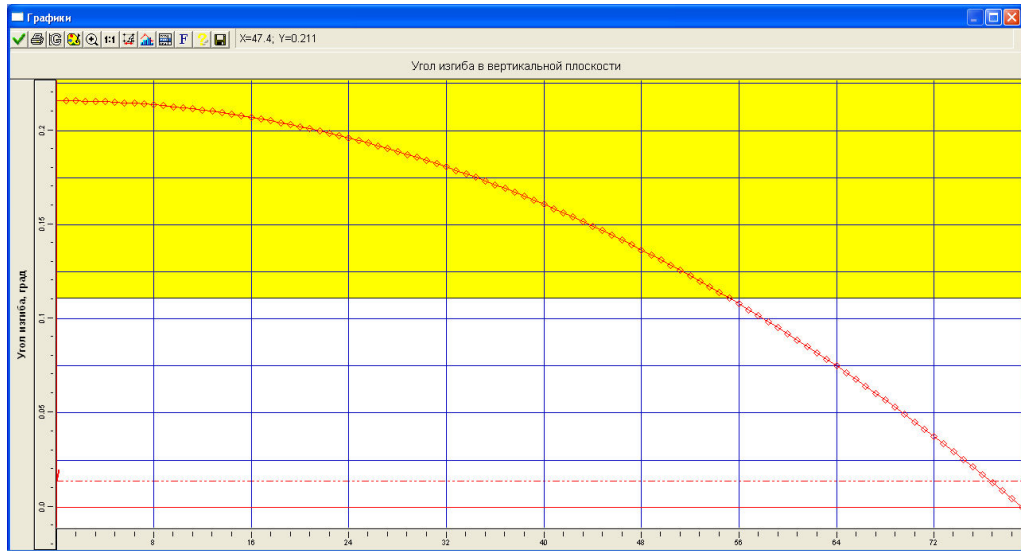


Рисунок 4.7 – Кут згину у вертикальній площині

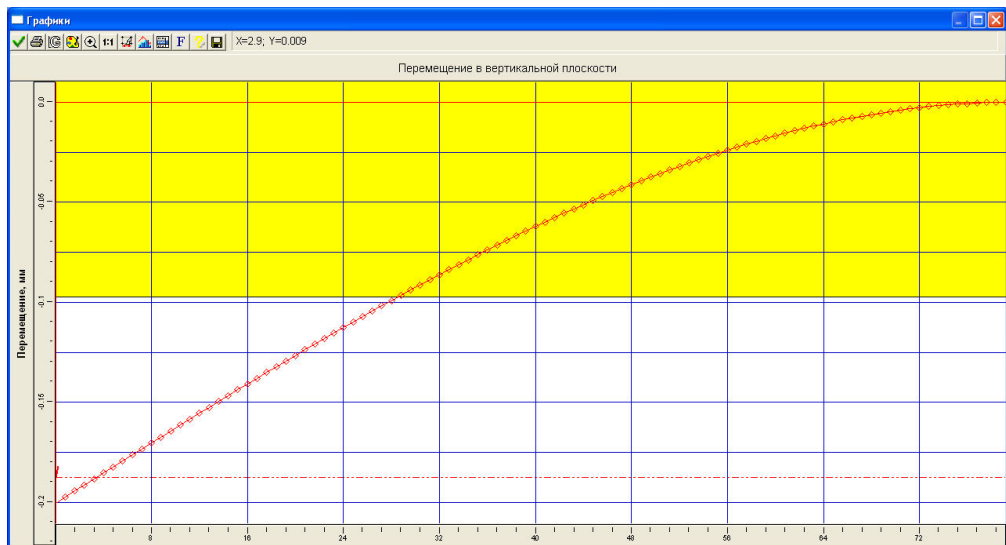


Рисунок 4.8 – Вертикальне переміщення

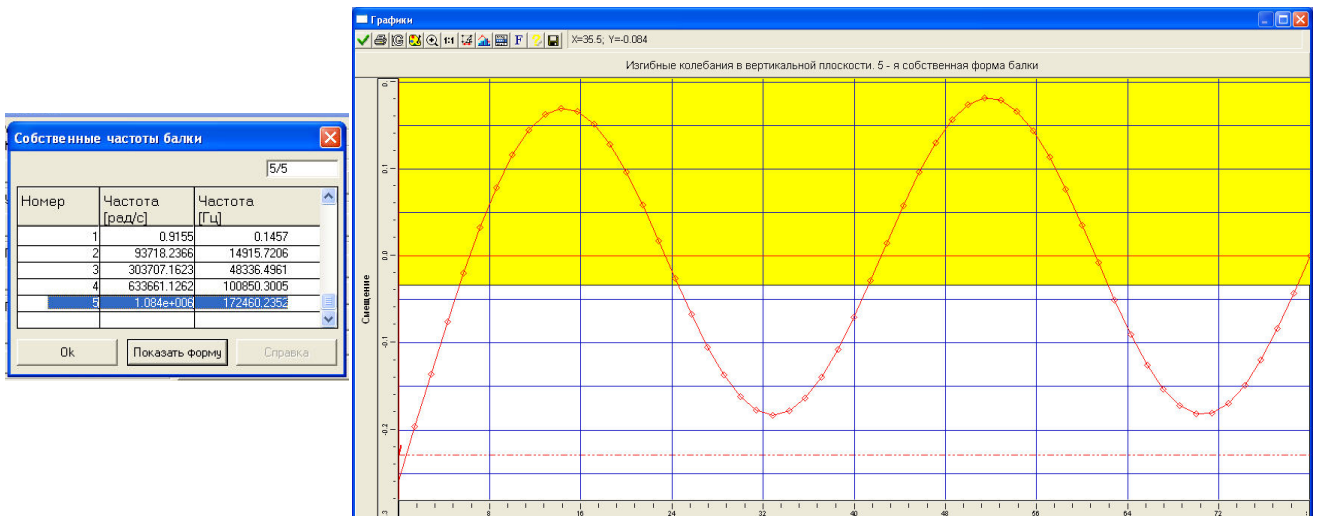


Рисунок 4.9 – Згинні коливання у вертикальній площині

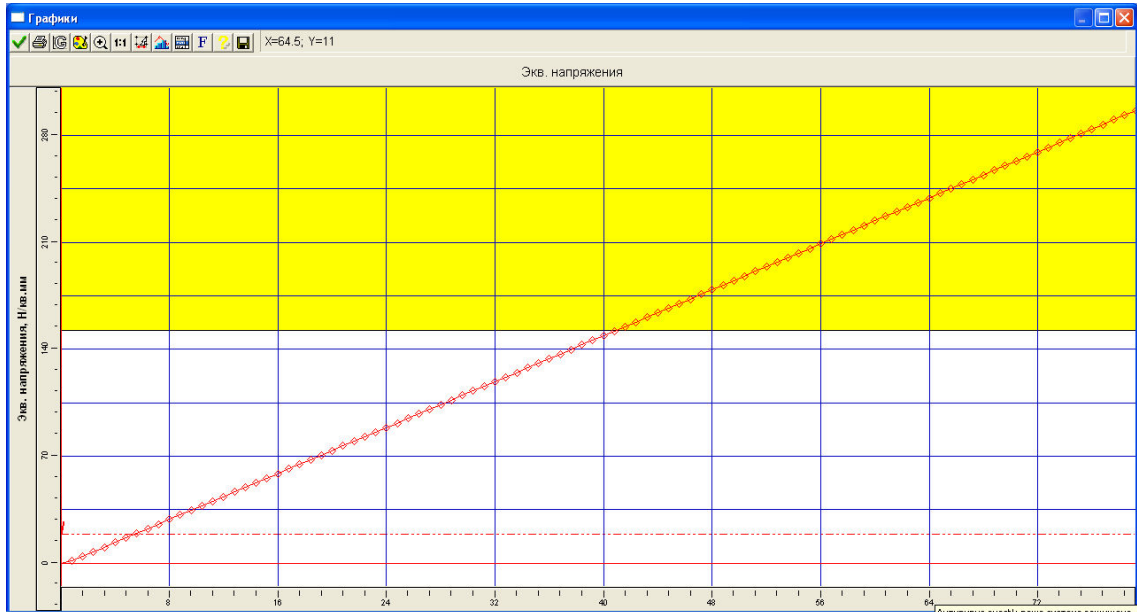


Рисунок 4.10 – Еквівалентні напруження

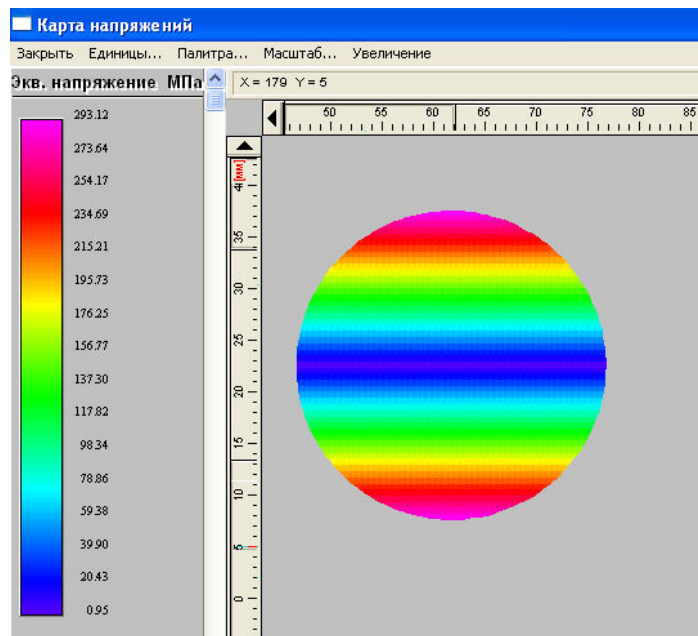


Рисунок 4.11 – Напруження в будь-якому перетині балки

Отже, даний пакет прикладних програм дозволяє виконувати повний аналіз міцнісних, жорсткісних і т.д. характеристик досліджуваного об'єкту.

РОЗДІЛ 5
РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

Опис призначення та конструкції деталі. Аналіз технічних умов

Наконечник ME3-32.104 є складовою частиною мініенергозасобу.

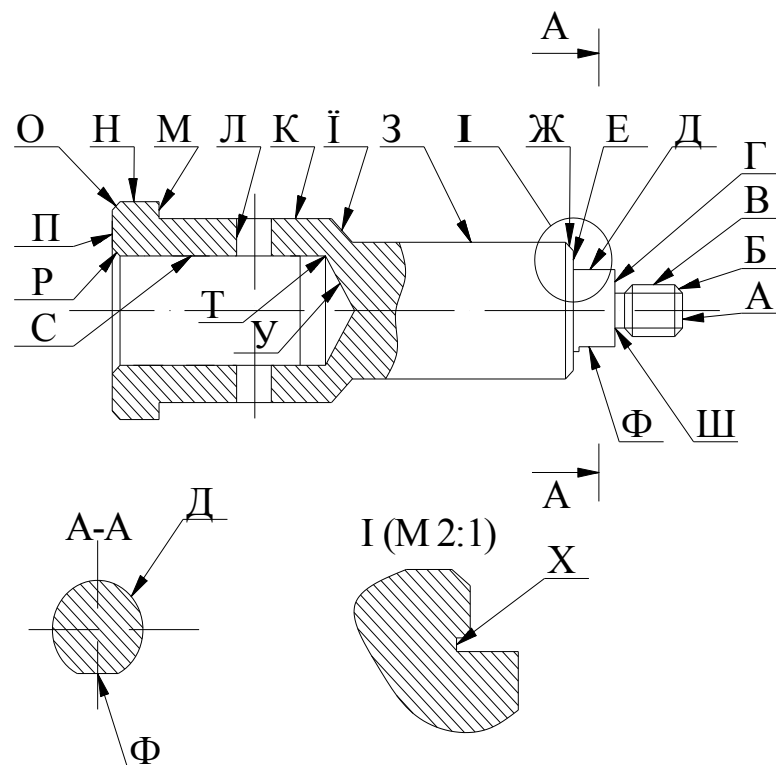


Рисунок 5.1 – Ескіз наконечника з позначенням поверхонь, що обробляються

Наконечник напресований на вал електродвигуна і фіксується штифтом $\varnothing 6$ мм. На другий кінець наконечника одівається корпус насоса з відцентровим робочим колесом, яке кріпиться до наконечника спецгайкою трубною. Між корпусом насоса та наконечником встановлене торцеве ущільнення, яке створює герметичність в місці проходу наконечника в камеру насоса.

Наконечник являє собою стержень з зовнішніми циліндричними проточками для торцевого ущільнення та встановлення робочого колеса, з зовнішньою різью М16 для кріплення робочого колеса. З другого боку деталь має

отвір для тугого нерухомого з'єднання з валом електродвигуна.

При співвідношенні $L/D = 112/40 = 2,8 \geq 2$ це вал, що відноситься до деталей 1 класу – тіло обертання типу валів, осей, штоків, шпинделів тощо.

Характеристика наконечника.

Наконечник виготовляється із сталі 12Х18Н9ТЛ-II ГОСТ 2176-77, що застосовується в устаткуванні для перекачки молока та східних з ним по в'язкості і хімічній активності харчових продуктів з температурою не вище 90°C.

Наконечник має отвір $\varnothing 19H8$ з шорсткістю $R_a 1,6$ мкм для напресування на вихідний кінець вала електродвигуна та отвір під штифт $\varnothing 6H7$ ($R_a 1,25$), проточку під торцеве ущільнення $\varnothing 25h11$ з $R_a 1,25$; проточку $\varnothing 14e9$ ($R_a 1,25$) та лиску $12,5e9$ ($R_a 1,25$) для встановлення відцентрового робочого колеса, зовнішню різь $M10 \times 1,5-6g$ ($R_a 3,2$), решта поверхонь виконані по 14 класу точності та шорсткістю $R_a 12,5$.

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталі 12Х18Н9ТЛ-II ГОСТ 5932-724 в % [30]

C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo
			не більше				
$\leq 0,12$	$\leq 0,80$	1,0-2,0	0,020	0,035	17,0-19,0	8,0-9,5	-
Fe		W	Ti		Al	Cu	
основа		-	(C-0,02)·5 до 0,70		$\leq 0,30$	$\leq 0,30$	

Таблиця 5.2 – Механічні властивості сталі 12Х18Н9ТЛ-II

$\sigma_T, \text{H/mm}^2$	$\sigma_B, \text{H/mm}^2$	$\delta_s, \%$	$\psi, \%$	$a_n, \text{Дж/см}^2$	НВ
230...320	550...660	40...60	55...80	22...38	135...170

Технологічний контроль креслення деталі

Технічними вимогами креслення не обумовлена можливість використання в якості заготовки сортового прокату або штамповки.

Конфігурація контуру не викликає утруднень при проведенні механічної обробки деталі.

При співвідношенні $L/D = 112 / 40 = 2,8 \geq 2$ – деталь “стержень” – тіло обертання.

Наконечник має схід діаметральних розмірів в один кінець, але висококласний отвір в торці другого кінця.

Розміри і контур наконечника дозволяють виготовляти деталь на універсальному обладнанні з застосуванням прогресивних інструментів і продуктивних режимів різання.

З огляду на конструкцію наконечника очевидно, що робочими поверхнями є :

В – різь М10-6g – для кріплення спец гайки наконечника;

Д, Ф - $\varnothing 14e9$, лиска $12,5e9$ – для встановлення відцентрового робочого колеса;

З - $\varnothing 25h11$ – поверхня прилягання торцевого ущільнення;

К - $\varnothing 33$ – поверхня прилягання втулки підп’ятника ущільнення з пружиною;

М – упор для пружини;

С - $\varnothing 19N8$ – спряження з натягом з валом електродвигуна;

Л - $\varnothing 6H7$ – отвір під штифт $\varnothing 6h6$.

Решта поверхонь другорядні – перехідні.

Таблиця 5.3 – Аналіз поверхонь, що обробляються по точності і шорсткості

Позначення поверхонь	Назва поверхонь і їх характеристика	Кількість поверхонь	Квалітет точності	Параметр шорсткості R_a , мкм	Квалітет шорсткості, клас чистоти	Заходи по реалізації технічних вимог	
						I варіант	II варіант
А,П	Торці деталі – $112h14_{(-0,87)}$ – плоска кругова поверхня	2	h14	12,5	4	Чистове точіння	Фрезерування
Б	Фаска $1,6 \times 45^\circ$ - внутрішня конічна поверхня	1	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
В	Різь $M16 \times 1,5-6g$ – зовнішня метрична різь	1	6g	3,2	6	Чистове точіння, різена-різання плашкою	Чистове точіння, різена-різання різцем
Г,Е	Уступ –кругова плоска поверхня	1	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
Д	Проточка $\varnothing 14e9$ – зовнішня циліндрична поверхня	1	e9	1,25	7	Чистове точіння зовн. шліфування	Алмазне точіння
О,Ж	Фаска $1 \times 45^\circ$ - внутрішня конічна поверхня	2	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
З	Проточка $\varnothing 25h11_{(-0,13)}$ – зовнішня циліндрична поверхня	1	h11	25	3	Чистове точіння зовн. шліфування	

Кінець таблиці 5.3

I	Фаска 4x45° - внутрішня конічна поверхня	1	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
K	Проточка Ø33h14 _(-0,62) – зовнішня циліндрична поверхня	1	h14	12,5	4	Чистове точіння	
L	Отвір Ø 6H7 ^(+0.015) – внутрішня циліндрична поверхня	1	H7	1,25	7	Сверд- ління, зенку- вання, розгор- тання	
M	Уступ –кругова плоска поверхня	1	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
N	Зовнішній габарит Ø40h14 _(-0,74) - зовнішня циліндрична поверхня	2	h14	12,5	4	Викорис- тання як заготов- вки сор- тового прокату Ø40 ^{+0.4} _{-0.7} не обро- бляти	Чистове точіння
P	Фаска 1x45° - внутрішня конічна поверхня	1	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	
C	Отвір Ø 19N8 _(-0.003/-0.036) – внутрішня циліндрична поверхня	1	N8	1,6	7	Сверд- ління, зенку- вання, розгор- тання	Сверд- ління, внутр. шліфу- вання
T,У	Комбінована поверхня як заготовка під отвір Ø19	1	H14	12,5	4	Сверд- ління	Відли- вання
Ф	Лиска 12,5e9 – зовнішня плоска поверхня	1	e9	1,25	7	Зовн. плоске шліфува- ння	
X, Ш	Канавки під вихід шліфкруга	2	IT14/2	12,5	4	Чистове точіння	

Аналіз технологічності конструкції деталі

Кількісні показники технологічності деталі наконечник МЕЗ -32.104.

Коефіцієнт точності обробки [31]

$$K_{mn} = 1 - \frac{1}{T_{cp}} = 1 - \frac{1}{12} = 0,92, \quad (5.1)$$

де T_{cp} – середній квалітет точності:

$$T_{cp} = \frac{\sum T_i \cdot n_i}{\sum n_i} = \frac{6 \cdot 1 + 7 \cdot 1 + 8 \cdot 1 + 9 \cdot 2 + 11 \cdot 1 + 14 \cdot 14}{20} = 12,3, \text{ приймаємо } T_{cp} = 12.$$

При $K_{mn} = 0,92 > 0,8$ – деталь відноситься до технологічних.

Коефіцієнт шорсткості:

$$B_{mn} = \frac{1}{B_{cp}} = \frac{1}{5} = 0,20, \quad (5.2)$$

де B_{cp} – середній клас шорсткості:

$$B_{cp} = \frac{\sum B_i \cdot n_i}{\sum n_i} = \frac{4 \cdot 14 + 6 \cdot 1 + 7 \cdot 5}{20} = 4,85, \text{ приймаємо } B_{cp} = 5.$$

При $K_{mn} = 0,20 > 0,16$ – деталь не є важкооброблювана і відноситься до технологічних.

5.2. Проектування технологічного процесу виготовлення

Техніко-економічне обґрунтування вибору заготовки

Деталь відноситься до стержнів малого діаметра і має невеликі перепади висот по уступах.

Можливими методами отримання заготовки може бути використано:

а) відливки в масовому виробництві (що і підтверджено кресленням цієї деталі в паспорті насоса, як швидкозношуваної);

В одиничному виробництві використовуємо заготовку з сортового прокату сталі 12Х18Н9Т по ГОСТ 2176-77 діаметром $\varnothing 40$ звичайної точності прокатки ($\varnothing 40_{-0.7}^{+0.4}$ мм), що відразу забезпечить виконання $\varnothing 40h14_{(-0,7)}$ з шорсткістю $R_a 12,5$:

$$K_{\text{пруз}} = \frac{40 - B}{12X18H9TЛ - II} \frac{\text{ГОСТ}2590 - 71}{\text{ГОСТ}2176 - 77}.$$

Маса деталі:

$$m_{\text{д}} = \left(\frac{\pi \cdot 4^2}{4} \cdot 1 + \frac{\pi \cdot 3,3^2}{4} \cdot 3,8 + \frac{\pi \cdot 2,5^2}{4} \cdot 3,1 + \frac{\pi \cdot 1,4^2}{4} \cdot 2,1 - \frac{\pi \cdot 1,9^2}{4} \cdot 4,5 \right) \cdot 7,85 = \\ = (12,56 + 32,5 + 15,2 + 3,23 - 12,7) \cdot 7,85 = 0,48(\text{кг})$$

Маса заготовки з прокату $\varnothing 40$:

$$m_{\text{заг}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{заг}}^2}{4} \cdot l_{\text{заг}} \cdot \gamma = \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} \cdot 11,6 \cdot 7,85 = 1,04 \approx 1,0(\text{кг}). \quad (5.3)$$

Коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_{\text{вмпр}} = \frac{m_{\text{д}}}{m_{\text{пр}}} = \frac{0,48}{1} = 0,48; \quad (5.4)$$

$$K_{\text{вмпр}} = 0,48 > K_{\text{вмпр}}^{\text{норм}} = 0,45 \dots 0,50 .$$

Розрахунок припусків і міжопераційних розмірів

Визначимо міжопераційні розміри, припуски і допуски при механічній обробці ділянки вала $\varnothing 25h11_{(-0,13)}$.

Заготовка – сортовий прокат $\varnothing 40_{-0.7}^{+0.4}$ мм.

Технологічний маршрут обробки поверхні $\varnothing 25h11_{(-0,13)}$ здійснюється на ділянці, яка попередньо проточена в $\varnothing 33h14_{(-0,62)}$ складається з чорнового і чистового точіння. Обробка виконується в трьохкулачковому самоцентруючому патроні.

Мінімальний припуск при обробці зовнішніх поверхонь (двосторонній припуск) визначається по формулі [32]

$$2Z_{\min} = 2 \left[(R_z + h)_{i-1} + \sqrt{\Delta_{\Sigma i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \right], \quad (5.5)$$

де $R_{z_{i-1}}$ - висота мікронерівностей профілю на попередньому переході;

h_{i-1} - глибина дефектного шару на попередньому переході;

$\Delta_{\Sigma i-1}$ - сумарні відхилення розташування поверхонь на попередньому переході;

ε_i - погрішність установки заготовки на переході, що виконується.

Після проточки вала в $\varnothing 33h14_{(-0,62)}$:

$$R_{z_m} = 40 \text{ мкм} (Ra12,5),$$

$$h_m = 40 \text{ мкм} \quad (\text{приймаємо}).$$

Величину просторових відхилень (овальність, кривизна профілю) приймаємо:

$$\Delta_{\Sigma m} = \frac{\delta_{загот}}{4} = \frac{(400 + 700)}{4} = \frac{1100}{4} = 275 (\text{мкм});$$

$$\varepsilon_m = 0,04 \cdot \varepsilon_{натрона} = 0,04 \cdot 350 = 15 (\text{мкм});$$

$$(4\% \text{ від погрішності після точіння } \varnothing 33h14_{(-0,62)}).$$

Для чорнового точіння:

$$R_{z_1} = 80 \text{ мкм} (Ra25);$$

$$h_1 = 40 (\text{мкм});$$

$$\Delta_1 = \frac{\Delta_m}{2} = \frac{275}{2} \approx 140 (\text{мкм});$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_m = 15 (\text{мкм}).$$

Для чистового точіння:

$$R_{z_2} = 40 \text{ мкм} (R_a 12,5);$$

$$h_2 = 20 (\text{мкм});$$

$$\Delta_2 = \frac{\Delta_1}{2} = \frac{140}{2} = 70 (\text{мкм});$$

$$\varepsilon_2 = 10 (\text{мкм}).$$

Для чистового шліфування:

$$R_{z_2} = 6 \text{ мкм} (R_a 1,25);$$

$$h_2 = 20(\text{мкм}) ;$$

$$\Delta_3 = \frac{\Delta_2}{2} = \frac{70}{2} = 35(\text{мкм});$$

$$\varepsilon_2 = 0 \text{ (шліфування в центрах).}$$

Мінімальний припуск:

під чорнове точіння:

$$\begin{aligned} 2Z_{\min 1} &= 2\left[(R_{z_m} + h_m) + \sqrt{\Delta_m^2 + \varepsilon_1^2}\right] = 2\left[(40 + 40) + \sqrt{275^2 + 15^2}\right] = \\ &= 2 \cdot 355 = 710(\text{мкм}) = 0,71(\text{мм}) \end{aligned}$$

під чистове точіння:

$$\begin{aligned} 2Z_{\min 2} &= 2\left[(R_{z_1} + h_1) + \sqrt{\Delta_1^2 + \varepsilon_2^2}\right] = 2\left[(80 + 40) + \sqrt{140^2 + 10^2}\right] = \\ &= 2 \cdot 260 = 520(\text{мкм}) = 0,52(\text{мм}) \end{aligned}$$

під чистове точіння:

$$\begin{aligned} 2Z_{\min 3} &= 2\left[(R_{z_2} + h_2) + \sqrt{\Delta_2^2 + \varepsilon_3^2}\right] = 2\left[(40 + 20) + \sqrt{70^2 + 0^2}\right] = \\ &= 2 \cdot 130 = 260(\text{мкм}) = 0,26(\text{мм}) \end{aligned}$$

Розрахунковий розмір d_p :

$$d_{p2} = d_{\min 3} + 2Z_{\min 3} = 24,87 + 0,26 = 25,13(\text{мм}), \quad (5.6)$$

де $d_{\min 3} = 25h_{1(-0,13)} = 25,0 - 0,13 = 24,87(\text{мм});$

$$d_{p1} = d_{p2} + 2Z_{\min 2} = 25,13 + 0,52 = 25,65(\text{мм});$$

$$d_{pm} = d_{p1} + 2Z_{\min 1} = 25,62 + 0,71 = 26,36(\text{мм}).$$

Найбільші граничні розміри:

$$d_{\max 3} = d_{\min 3} + \delta_3 = 24,87 + 0,13 = 25,0(\text{мм}), \quad \text{де } \delta_3 = 0,13; \quad (5.7)$$

$$d_{\max 2} = d_{p2} + \delta_2 = 25,13 + 0,37 = 25,5(\text{мм}), \quad \text{де } \delta_2 = 0,37;$$

$$d_{\max 1} = d_{p1} + \delta_1 = 25,65 + 0,4 = 26,05(\text{мм}), \quad \text{де } \delta_1 = 0,40;$$

$$d_{\max m} = d_{pm} + \delta_m = 26,36 + 0,62 = 26,98(\text{мм}), \quad \text{де } \delta_m = 0,62.$$

Граничні значення припусків Z^{np} :

$$2Z_{\max 3}^{np} = d_{\max 2} - d_{\max 3} = 25,5 - 25,0 = 0,5(\text{мм}); \quad (5.8)$$

$$2Z_{\max 2}^{np} = d_{\max 1} - d_{\max 2} = 26,05 - 25,5 = 0,55(\text{мм});$$

$$2Z_{\max 1}^{np} = d_{\max m} - d_{\max 1} = 26,98 - 26,05 = 0,93(\text{мм});$$

$$2Z_{\min 3}^{np} = d_{\min 2} - d_{\min 3} = 25,13 - 24,87 = 0,26(\text{мм});$$

$$2Z_{\min 2}^{np} = d_{\min 1} - d_{\min 2} = 25,65 - 25,13 = 0,52(\text{мм});$$

$$2Z_{\min 1}^{np} = d_{\min m} - d_{\min 1} = 26,36 - 25,65 = 0,71(\text{мм}).$$

Перевірка:

$$2Z_{\max 3}^{np} - 2Z_{\min 3}^{np} = 0,50 - 0,26 = 0,22;$$

$$\delta_m - \delta_1 = 0,62 - 0,40 = 0,22;$$

$$0,22 = 0,22.$$

$$2Z_{\max 2}^{np} - 2Z_{\min 2}^{np} = 0,55 - 0,52 = 0,03;$$

$$\delta_1 - \delta_2 = 0,40 - 0,37 = 0,03;$$

$$0,03 = 0,03.$$

$$2Z_{\max 1}^{np} - 2Z_{\min 1}^{np} = 0,95 - 0,71 = 0,24;$$

$$\delta_2 - \delta_3 = 0,37 - 0,13 = 0,24;$$

$$0,24 = 0,24.$$

Отже, припуски призначені вірно.

На решту оброблених поверхонь наконечника припуски і допуски приймаємо по таблицях ГОСТ 7505 – 89.

Таблиця 5.4 – Зведена таблиця припусків і допусків поверхні $\varnothing 25h11_{(-0,13)}$

Технологічні переходи обробки валу $\varnothing 25h11_{(-0,62)}$	Елементи припуску				Розрахунковий припуск $2Z_{\min}$ мкм	Розрахунковий діаметр p d_p мм	Допуск δ , мм	Граничні розміри, мм		Граничні значення припусків, мкм	
	R_z	h	Δ	ε				d_{\min}	d_{\max}	$2Z_{\min}^{\text{пр}}$	$2Z_{\max}^{\text{пр}}$
Заготовка проточка $\varnothing 33h14$	40	40	275	15	–	26,36	0,62	26,36	26,98	–	–
Точіння	80	40	140	15	2·355	25,65	0,40	25,65	26,05	2·355	2·465
	40	20	70	10	2·260	25,13	0,37	25,13	25,5	2·260	2·275
Шліфування чистове	6	20	35	0	2·130	24,87	0,13	24,87	25,0	2·130	2·250

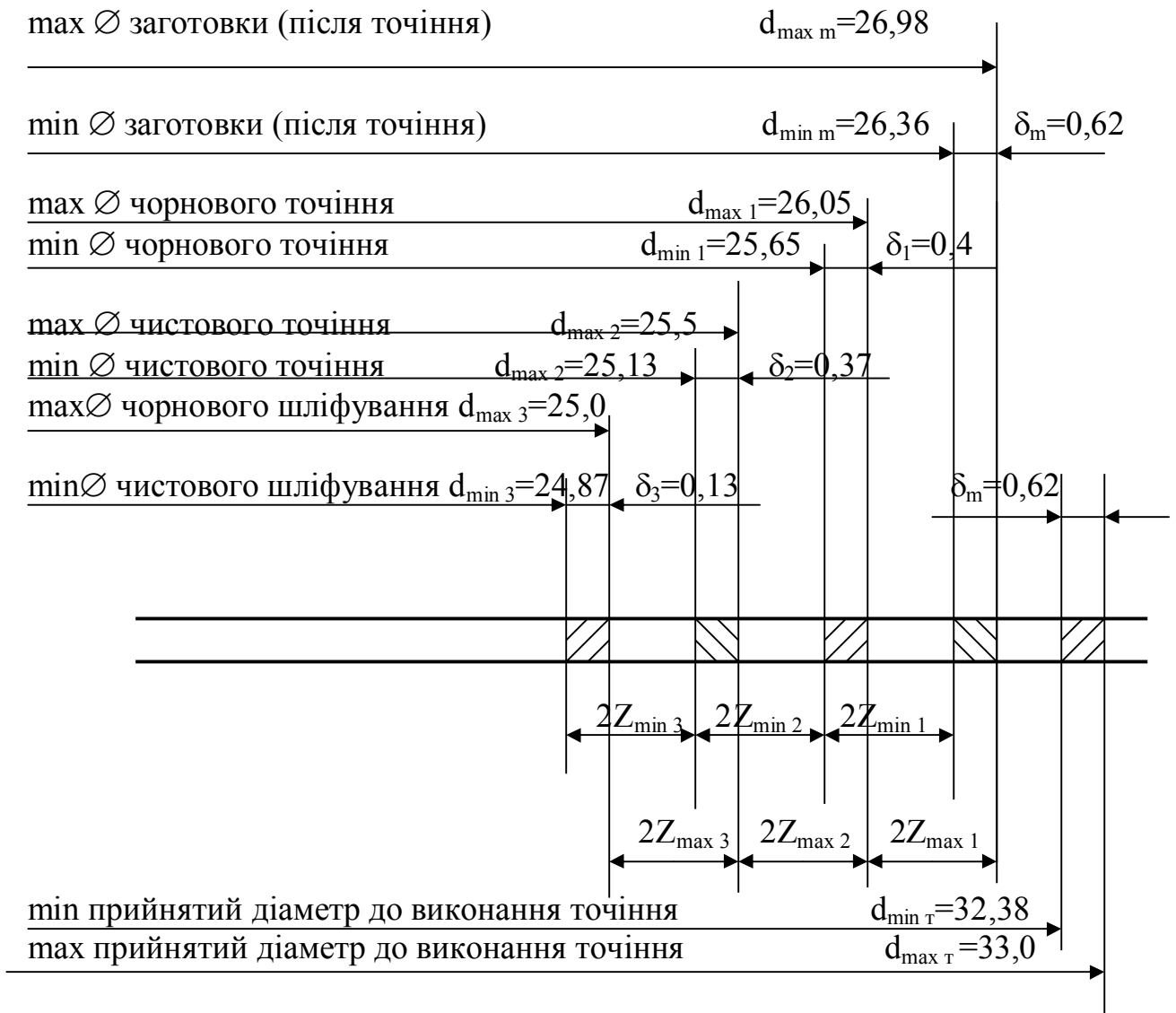


Рисунок 5.2 – Графічна схема міжопераційних припусків при обробці

$\varnothing 25h1/(-0,13)$

Розробка технологічного маршруту механічної обробки наконечника

Таблиця 5.5 – Технологічний маршрут механічної обробки наконечника

№ операції / установ	Переходи	Оброблювані поверхні	Базові поверхні
005/А Токарно-револьверна	1. Підрізати торець деталі. 2. Точити $\varnothing 33h14$ на довжину 102 мм. 3. Точити $\varnothing 26h12$ на довжину 64 мм. 4. Центрувати В 4,0 ГОСТ 14034-74. 5. Точити $\varnothing 15h12$ на довжину 21 мм. 6. Точити $\varnothing 10h12$ на довжину 12,5 мм. 7. Точити фаску $1,6 \times 45^\circ$. 8. Точити фаску $1 \times 45^\circ$. 9. Точити канавку $\varnothing 17$ під вихід шліфувального круга. 10. Точити канавку $\varnothing 7,5$ під вихід різи. 11. Нарізати різь М10х1,5-6g на довжину 12,5 мм 12. Переустановити деталь.	А К,М З,Ї Д,Е В,Г Б Ж Х Ш В	Зовнішня поверхня заготовки Н
005/Б	13. Підрізати торець деталі в розмір $112h14$ 14. Центрувати отвір В4,0 ГОСТ 14034-74 15. Точити фаску $1 \times 45^\circ$. 16. Свердлити отвір $\varnothing 16$ на глибину 47 мм. 17. Зенкувати фаску $2 \times 45^\circ$. 18. Зенкерувати отвір $\varnothing 18,5H10$ на глибину 37 мм. 19. Розвернути отвір $\varnothing 19N8$ на глибину 37 мм.	П О Т,У Р С С	Попередньо оброблена З
010 Вертикально-свердлильна	Свердлити отвір $\varnothing 5,5$ на прохід. Розвернути отвір $\varnothing 6H7$ на прохід.	Л Л	Попередньо оброблені П,С,К
015 Кругло-шліфувальна	Шліфувати $\varnothing 25h11$ на довжині 43 мм. Шліфувати $\varnothing 14e9$ на довжині 8,5 мм.	З Д	Попередньо оброблені А,П
020 Плоско-шліфувальна	Шліфувати лиску в розмір $12,5e9$, витримавши розмір 1,5 мм.	Ф	Попередньо оброблена К

Розрахунок режимів різання

Аналітичний розрахунок проведемо для операції 005 “Токарно-револьверна”.

Перехід 1. Підрізати торець деталі.

Швидкість різання [33]

$$V = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} = \frac{292 \cdot 0,98}{120^{0,18} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,35^{0,30}} = 140,4 (\text{м/хв}) \quad (5.9)$$

де: C_v – коефіцієнт, що характеризує оброблюваний матеріал і умови роботи, $C_v=292$;

T – стійкість різця, $T=120$ хв (приймаємо);

t – глибина різання, $t=2,0$ мм (приймаємо);

S – подача інструмента, при $R_a 12,5$, $S=0,35$ мм/об;

m , x_v , y_v – показники степені.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{\varphi_v} \cdot K_{civ} \cdot K_{ov} = 1 \cdot 1 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 1,2 = 0,98 \quad (5.10)$$

$K_{mv} = 1,0$ (сталь 12Х18Н9ТЛ-ІІ); $K_{civ} = 1$ (прокат);

$K_{\varphi_v} = 0,82$ ($\varphi = 90^\circ$); $K_{ov} = 1,2$ (з охолодженням);

$K_{iv} = 1$ (Т15К6).

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_{обр}} = \frac{1000 \cdot 140,4}{3,14 \cdot 40} = 1117 (\text{об/хв}) \quad (5.11)$$

Приймаємо по паспорту верстата $n_{cp}=1250$ об/хв. Тоді:

$$V_{факт} = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 1250}{1000} = 157 (\text{м/хв}) \quad (5.12)$$

Сила різання:

$$P_z = C_{pz} \cdot t^{x_{pz}} \cdot S^{y_{pz}} \cdot V^n \cdot K_{pz} = 3000 \cdot 2^1 \cdot 0,35^{0,75} \cdot 157^{-0,15} \cdot 1 = 1245 (\text{Н}) \quad (5.13)$$

Потужність різання:

$$N_{piz} = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} = \frac{1245 \cdot 157}{1020 \cdot 60} = 3,2 (\text{кВт}) \quad (5.14)$$

Перехід 16. Свердлити отвір $\varnothing 16$ на глибину 47 мм.

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v \cdot D^{z_v} \cdot K_V}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} = \frac{9,8 \cdot 16^{0,4} \cdot 1}{12^{0,2} \cdot 8^0 \cdot 0,25^{0,5}} = 35 (\text{м} / \text{хв});$$

$$C_v = 9,8; \quad t = 8 \text{ мм};$$

$$D = 16 \text{ мм}; \quad S = 0,25 \text{ мм/об.}$$

$$T = 12 \text{ хв};$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{lv} \cdot K_{\phi_v} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_{\text{обр}}} = \frac{1000 \cdot 35}{3,14 \cdot 16} = 696 (\text{об} / \text{хв}).$$

Приймаємо по паспорту верстата $n_b = 630$ об/хв. Тоді:

$$V_{\text{факт}} = \frac{\pi D n_b}{1000} = \frac{3,14 \cdot 16 \cdot 630}{1000} = 31,7 (\text{м} / \text{хв}).$$

Крутний момент при свердлінні:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_m \cdot D^{z_m} \cdot t^{x_m} \cdot S^{y_m} \cdot K_m = 0,345 \cdot 16^2 \cdot 8^0 \cdot 0,25^{0,8} = 29,13 (\text{Нм}).$$

Потужність необхідна на різання:

$$N_{\text{дв}} = \frac{2 M_{кр} \cdot V}{D} = \frac{2 \cdot 29,13 \cdot 0,528}{16} = 1,92 (\text{кВт});$$

$$V = 31,7 \text{ м} / \text{хв} = 0,528 \text{ м} / \text{с}.$$

Решту обчислень заносимо в таблицю режимів обробки.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		13. 14. 15. 16. 17. 18. 19.	Підрізати торець деталі в розмір 112h14 Центрувати отвір В4,0 ГОСТ 14034-74 Точити фаску 1x45°. Свердлити отвір Ø16 на глибину 47 мм. Зенкувати фаску 2x45°. Зенкерувати отвір Ø18,5Н10 на глибину 37 мм. Розвернути отвір Ø19N8 на глибину 37 мм.	20 8 1 47 2 37 37	2 2 1 8 2 1,25 0,25	1 1 1 1 1 1 2	0,35 0,35 0,35 0,25 0,35 0,40 0,40	438 250 350 188 262 300 300	1250 1000 1000 750 750 750 750	157 12,6 125,6 37,6 37,6 43,5 44,8	
010	Вертикально-свердильна. Вертикально-свердильний верстат 2A125	1. 2.	Свердлити отвір Ø5,5 на прохід. Розвернути отвір Ø6Н7 на прохід.	33 33	2,75 0,25	1 1	0,2 0,2	150 150	750 750	13,0 13,0	1,2
015	Круглошлі-фувальна. Круглошлі-фувальний верстат 312М	1. 2.	Шліфувати Ø25h11 на довжині 43 мм. Шліфувати Ø14e9 на довжині 8,5 мм.	43 8,5	0,5	S _{поп} =6мм/дв.хід S _{пр} =6мм/дв.хід S _{поп} =0,010, S _{пр} =6мм/дв.хід	n _д =435, n _к =2500 n _д =800, n _к =2500	v _д =35,5 v _к =35 v _д =35,5 v _к =35			2,37
020	Плоскошлі-фувальна. Плоскошлі-фувальний верстат 371М-1	1.	Шліфувати лиску в розмір 12,5e9, витримавши розмір 1,5 мм.	7	1,5	S _{верт} =0,019мм		n _{кр} =2870		v _{верт} =6	0,94

Вибір різального і вимірної інструменту

Таблиця 5.7 – Різальний і вимірний інструмент				
№ операції	Назва операції	№ переходу	Інструмент	
			різальний	Вимірний
1	2	3	4	5
005	Токарно-револьверна	1,2, 5,6, 13, 3, 4, 14, 7,8, 15, 9, 10, 11, 16, 17, 18, 19.	<p>Різець 2103-0071: Т15К10 ГОСТ 18879-73, токарний прохідний з пластиною твердого сплаву, упорний, вигнутий з $\varphi=90^\circ$, правий, $hxb=20 \times 16$; $L=120$ мм.</p> <p>Різець 2100-0031: Т15К10 ГОСТ 18879-73, токарний прохідний прямий з пластиною твердого сплаву, $\varphi=45^\circ$, правий, $hxb=25 \times 20$; $L=140$ мм.</p> <p>Свердло 2317-0119 ГОСТ 14952-75, центровочне для отворів 60° з запобіжним конусом 120°, $d=4,0$ мм, $D=14$ мм, $L=70$ мм.</p> <p>Різець 2136-0712 ГОСТ 18875-73, фасочний з швидко ріжучої сталі двосторонній з $\varphi=45^\circ$, $hxb=20 \times 20$; $L=100$ мм.</p> <p>Різець спеціальний – спецзаточка.</p> <p>Різець 2128-0504 МН657-64, канав очний з швидко ріжучої сталі для розточки під вихід різця, $Hxb=20 \times 20$, $L=200$ мм., $b=3,0$ мм.</p> <p>Плашка 2650-1677 (М10х1,5-6g) ГОСТ 9740-71, кругла для метричної різі, $d=10$ мм, крок 1,5 мм, поле допуску – 6g.</p> <p>Свердло 2300-2666 (16) ГОСТ 10902-77, спіральне з циліндричним хвостовиком, $d=16$ мм, $L=248$ мм, $l=150$ мм.</p> <p>Зенковка 2353-0137, ГОСТ 14953-80, конічна з кутом при вершині $\varphi=90^\circ$ (тип10), $d_0=9,0$ мм, $D=31,5$ мм.</p> <p>Зенкер 2320-2577 (18,5) ГОСТ 12489-71, з конічним хвостовиком, для глухих отворів, $d=18,5$ мм; $L=248$ мм; $l=150$ мм.</p> <p>Розвертка 2363-2095 (N8) ГОСТ 11175-80, машинна, $d=19N8$, $L=190$ мм; $l=18$ мм, $z=6$.</p>	<p>Штанген-циркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-80</p> <p>Штанген-циркуль ШЦ-II-250-0,05 ГОСТ 166-80</p> <p>Калібр-пробка $\varnothing 19N8$</p>

1	2	3	4	5
010	Верти- кально- сверд- лильна	1. 2.	Свердо 2300-0185 (5.5) ГОСТ 10902-77, спіральне, d=6,5мм, L=101 мм, l=63 мм. Розвертка 2360-0125 (6Н7) ГОСТ 7722-77, циліндрична, d=6Н7, L=93 мм; l=47 мм.	Штанген- циркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-80; Калібр -пробка Ø6Н7
015	Кругло- шліфу- вальна	1,2.	Круг ІП 300x20 24А 40 СТ1 6К 35 м/с кл. А1, ГОСТ 2424-75, круг шліфувальний, плоский, прямого профілю, DхН=300х20, з електрокорунда білого марки 24 А, зернистістю 40, твердість СТ1, структурою 6 на керамічній зв'язці, з максимальною швидкістю $V_{кр\ max}=35$ м/с. Клас точності А1.	Штанген- циркуль ШЦ-II-250-0,02 ГОСТ 166-80; Калібр –скоба Ø14e9
020	Плоско- шліфу- вальна	1.	Круг ІП 300x20 24А 40 СТ1 6К 35 м/с кл. А1, ГОСТ 2424-75, круг шліфувальний, плоский, прямого профілю, DхН=300х20, з електрокорунда білого марки 24 А, зернистістю 40, твердість СТ1, структурою 6 на керамічній зв'язці, з максимальною швидкістю $V_{кр\ max}=35$ м/с. Клас точності А1.	Калібр –скоба Ø12,5e9

Вибір обладнання і його технічна характеристика

Токарно-револьверний верстат 1365 [34]

1. Найбільший діаметр прутка, мм	65
2. Найбільший діаметр заготовки, мм:	
над станиною	500
над супортом	320
3. Віддаль від торця шпинделя до площини револьверної головки, мм	275-1000
4. Число обертів шпинделя, об/хв	34-1500
5. Найбільше повздовжнє переміщення револьверного супорта, мм	725
6. Найбільше переміщення поперечного супорта, мм:	
повздовжнє	725
поперечне	270
7. Подачі, мм/об:	
повздовжнього супорта	0,09-270
поперечного супорта	0,045-1,35
8. Потужність електродвигуна, кВт	14,0

Вертикально-свердлильний верстат 2А-125

1. Найбільший діаметр свердління, мм	25
2. Найбільше переміщення, мм :	
шпинделя,	175
шпинд. бабки	200
3. Число обертів шпинделя, об/хв	97-1360
4. Подачі на 1 оберт шпинделя, мм	0,1-81
5. Потужність електродвигуна, кВт	2,8

Круглошліфувальний верстат 312М

1. Найбільший розмір оброблюваної заготовки, мм	
діаметр	200
довжина	500
2. Найбільший діаметр шліфувального круга, мм	300
3. Число обертів шпинделя шліфувального круга, об/хв.	1250
4. Найбільше переміщення стола, мм	590
5. Швидкість переміщення стола, мм/хв	201-6000
6. Найменша і найбільша поперечна подача шліфбабки на 1 хід стола, мм	0,0025-0,025
7. Число обертів шпинделя передньої бабки, об/хв	150-800
8. Потужність електродвигуна, кВт	2,8

Плоскошліфувальний верстат 371М-1

1. Найбільші розміри оброблюваної заготовки, мм:	
довжина	600
ширина	250
висота	300
2. Розміри стола (довжина x ширина), мм	600x200
3. Швидкість повздовжнього переміщення стола, м/хв	0-18
4. Поперечна подача шліф бабки на 1 хід стола, мм	0,2-2
5. Найменша вертикальна подача шліфбабки на 1 хід стола	0,01
6. Розміри шліфкруга, мм:	
діаметр	250
ширина	20
7. Число обертів шпинделя шліфкруга, об/хв	2870
8. Потужність електродвигуна, кВт	2,8

Технічне нормування технологічного процесу

Норма штучного часу визначається по формулі [35]

$$T_{шт} = T_{оп} + T_{обс} + T_{відп}, \quad (5.15)$$

де $T_{оп}$ – операційний час:

$$T_{оп} = T_0 + T_{д}, \quad (5.16)$$

T_0 – основний (технологічний) час;

$T_{д}$ – допоміжний час:

$$T_{д} = T_{уст} + T_{кер} + T_{вим}, \quad (5.17)$$

де $T_{уст}$ – час на встановлення і зняття деталі з верстата;

$T_{кер}$ – час на керування;

$T_{вим}$ – час на вимірювання;

$T_{обс}$, $T_{відп}$ – час на обслуговування верстата, відпочинок та фізичні потреби;

$$T_{обс} = T_{відп} = 4,5\%T_{оп}. \quad (5.18)$$

Норми часу визначаємо аналітично для операції 005 “Токарно-револьверна”, а решту обираємо по нормативах.

Розрахуємо норми основного часу для всіх переходів операції по формулі:

$$T_o = \frac{L_{рх} \cdot i}{S \cdot n} = \frac{L_{рх} \cdot i}{S_m}, \quad (5.19)$$

де $L_{рх}$ – робочий хід інструмента, мм;

i – число проходів;

S – подача, мм/об;

S_m – хвилинна подача, мм/хв;

n – частота обертання деталі (шпинделя), об/хв.

1. Підрізати торець деталі.

$$T_o = \frac{25 \cdot 1}{438} = 0,06(хв).$$

2. Точити $\varnothing 33$ на довжину 102 мм.

$$T_o = \frac{(102 + 5) \cdot 3}{438} = 0,5(хв).$$

3. Точити $\varnothing 26h12$ на довжину 64 мм.

$$T_o = \frac{(64 + 5) \cdot 3}{438} = 0,48(хв).$$

4. Центрувати отвір В4,0 ГОСТ 14034-74.

$$T_o = \frac{(8+8) \cdot 1}{250} = 0,06(\text{хв}).$$

5. Точити $\varnothing 15\text{h}12$ на довжину 21 мм.

$$T_o = \frac{(21+5) \cdot 3}{438} = 0,18(\text{хв}).$$

6. Точити $\varnothing 10\text{h}12$ на довжину 12,5 мм.

$$T_o = \frac{(12,5+5) \cdot 2}{560} = 0,08(\text{хв}).$$

7. Точити фаску $1,6 \times 45^\circ$.

$$T_o = \frac{(1,6+5) \cdot 1}{560} = 0,013(\text{хв}).$$

8. Точити фаску $1 \times 45^\circ$.

$$T_o = \frac{(1+5) \cdot 1}{438} = 0,013(\text{хв}).$$

9. Точити канавку $\varnothing 17$.

$$T_o = \frac{(1+17) \cdot 1}{188} = 0,1(\text{хв}).$$

10. Точити канавку $\varnothing 7,5$.

$$T_o = \frac{(1,5+5) \cdot 1}{188} = 0,04(\text{хв}).$$

11. Нарізати різь $M10 \times 1,5$ на довжину 12,5 мм.

$$T_o = \frac{(12,5+8) \cdot 6}{75} = 1,64(\text{хв}).$$

12. Переустановити деталь.

13. Підрізати торець в розмір 112 мм.

$$T_o = \frac{(20+5) \cdot 1}{438} = 0,06(\text{хв}).$$

14. Центрувати отвір $\varnothing 4,0$ ГОСТ 14034-74.

$$T_o = 0,06(\text{хв}).$$

15. Точити фаску $1 \times 45^\circ$.

$$T_o = 0,0013(\text{хв}).$$

16. Свердлити отвір $\varnothing 16$ на глибину 47 мм.

$$T_o = \frac{(47+10) \cdot 1}{188} = 0,35(\text{хв}).$$

17. Зенкувати фаску $1 \times 45^\circ$

$$T_o = \frac{(1+10) \cdot 1}{262} = 0,04(\text{хв}).$$

18. Зенкерувати отвір $\varnothing 18,5\text{H}10$ на глибину 37 мм.

$$T_o = \frac{(37+10) \cdot 1}{300} = 0,16(\text{хв}).$$

19. Розвернути отвір $\varnothing 19\text{N}8$ на глибину 37 мм.

$$T_o = \frac{(37+10) \cdot 1}{300} = 0,32(\text{хв}).$$

Таким чином, просумувавши отримані значення, отримаємо:

$$\sum_{n=1}^{19} T_{0n} = 4,11(\text{хв}).$$

Отже, визначаємо норму штучного часу:

$$T_\delta = T_{уст} + T_{кер} + T_{вим} = 2 \cdot 0,5 + 18 \cdot 0,1 + 1,2 = 4,0(\text{хв}); \quad (5.20)$$

$$T_{он} = T_o + T_\delta = 4,11 + 4 = 8,11(\text{хв}); \quad (5.21)$$

$$T_{обс} = T_{відн} = 0,045 \cdot 8,11 = 0,36(\text{хв}); \quad (5.22)$$

$$T_{ум} = T_{он} + T_{обс} + T_{відн} = 8,11 + 2 \cdot 0,36 = 8,83(\text{хв}). \quad (5.23)$$

Таблиця 5.8 – Зведена таблиця норм часу по операціях механічної обробки наконечника

№ операції	Назва операції	№ пере-ходу	Основний (технологічний) час T_0 , хв	Додатковий час T_d , хв			$T_{оп}$, хв	$T_{обс}$, хв	$T_{відп}$, хв	$T_{шт}$, хв
				уст	кер	вим				
005	Токарно револьверна	1.	0,06	0,5	1,8	1,2	8,11	0,36	0,36	8,83
		2.	0,5							
		3.	0,48							
		4.	0,06							
		5.	0,18							
		6.	0,08							
		7.	0,013							
		8.	0,013							
		9.	0,1							
		10.	0,04							
		11.	1,64							
		12.	-							
		13.	0,06							
		14.	0,06							
		15.	0,013							
		16.	0,35							
		17.	0,04							
		18.	0,16							
		19.	0,32							
			$\sum_{n=1}^{19} T_{0n} = 4,11$							

Кінець таблиці 5.8

010	Верти- кально- сверд- лильна	1.	0,30	0,2	0,2	0,1	1,1	0,05	0,05	1,2
		2.	0,30							
		$\sum_{n=1}^2 T_{0n} = 0,6$								
015	Кругло- шліфу- вальна	1.	0,83	0,5	0,4	0,2	2,19	0,09	0,09	2,37
		2.	0,26							
		$\sum_{n=1}^2 T_{0n} = 1,09$								
020	Плоско- шліфу- вальна	1.	0,18	0,35	0,2	0,1	0,83	$\frac{0,03}{7}$	0,037	0,94

$$\sum_{n=1}^4 T_{um} = 13,34(\text{хв}).$$

Розраховуємо коефіцієнти використання обладнання при механічній обробці наконечника.

Коефіцієнт використання верстата по основному часу [34]

$$\eta_0 = \frac{\sum T_0}{T_{um}}. \quad (5.24)$$

1. Токарно-револьверний верстат 1365:

$$\eta_0 = \frac{4,11}{8,83} = 0,465.$$

2. Вертикально-свердильний верстат 2A125:

$$\eta_0 = \frac{0,60}{1,2} = 0,50.$$

3. Круглошліфувальний верстат 312 М:

$$\eta_0 = \frac{1,09}{2,37} = 0,45.$$

4. Плоскошліфувальний верстат 371М-1:

$$\eta_0 = \frac{0,18}{0,94} = 0,19.$$

Коефіцієнт використання верстата по потужності:

$$\eta_N = \frac{N_{\text{піз}}}{N_{\text{верст}}}. \quad (5.25)$$

1. Токарно-револьверний верстат 1365:

$$\eta_N = \frac{3,2}{14} = 0,23.$$

2. Вертикально-свердильний верстат 2A125:

$$\eta_N = \frac{0,7}{2,8} = 0,25.$$

3. Круглошліфувальний верстат 312 М:

$$\eta_N = \frac{0,76}{2,8} = 0,27.$$

4. Плоскошліфувальний верстат 371М-1:

$$\eta_N = \frac{0,76}{2,8} = 0,27.$$



Рисунок 5.3 – Графік використання обладнання за основним часом



Рисунок 5.4 – Графік використання обладнання за потужністю

5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв

Опис призначення, будови і роботи пристроїв

Опишемо пристосіблення - кондуктор, який призначений для закріплення деталі наконечник МЕЗ-32.104 при шліфуванні лисок.

Пристосіблення складається із корпусу (2), на якому встановлені пневмоциліндр (29), пневморозподільник (30) і кондукторна плита (6). Фіксація деталі від повороту при свердлінні в горизонтальній площині забезпечується силою тертя між самою деталлю та тягою (8). Фіксація деталі від переміщення при шліфуванні в горизонтальній площині забезпечується базуванням в призмах 13 та направляючих 7.

Необхідна точність розташування отворів на деталі забезпечується призмами 13, які встановлюються на плиту (12).

Розрахунок сил затиску і визначення основних параметрів механізму затиску.

Щоб розрахувати величину сили затиску, необхідно мати схему установки і закріплення деталі в приспособленні, місця прикладення і напрямлення сил і їх моментів (рис. 5.5).

При фрезеруванні торцевою фрезою деталь базується основою та боковою поверхнею з упором в торець. Тому приспособлення повинно створити зусилля затиску, яке буде протидіяти переміщенню деталі під дією горизонтальної складової сили різання P_H . Сили затиску обох прихватів Q_1 і Q_2 рівні, тому сили тертя T_1 і T_2 також рівні.

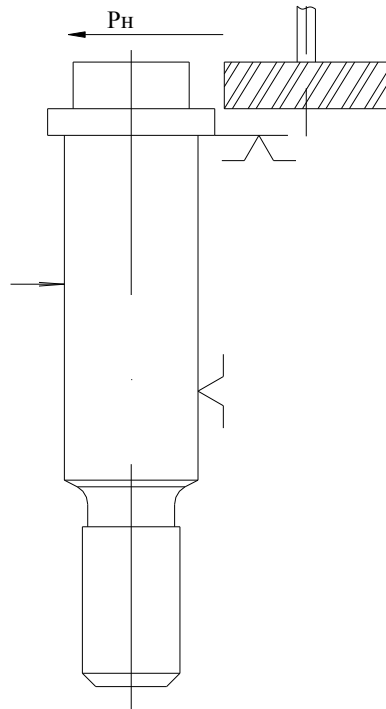


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема сил при шліфуванні в приспособленні

Сила тертя рівна добутку сили затиску на коефіцієнт тертя:

$$T = Q \cdot f . \quad (5.26)$$

Надійний затиск деталі забезпечується при умові, якщо:

$$2 \cdot f \cdot Q \geq k \cdot P_H ,$$

або

$$Q = \frac{k \cdot P_H}{2 \cdot f}, \quad (5.27)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k=1,2$;

f – коефіцієнт тертя, $f=0,15$.

$$P_H = \frac{9,81 \cdot C_p \cdot t^{xp} \cdot S_z^{yp} \cdot B^{Upz}}{D^{qp} \cdot n^{\omega p}} \cdot K_p. \quad (5.28)$$

Для оброблюваного матеріалу коефіцієнти та показники степеня мають наступні значення:

$$C_p=30; \quad x_p=0,83; \quad y_p=0,65; \quad U_p=1; \quad \omega_p=0; \quad q_p=0,83.$$

Поправочний коефіцієнт $K_p=0,94$.

$$P_H = \frac{9,81 \cdot C_p \cdot t^{xp} \cdot S_z^{yp} \cdot B^{Upz}}{D^{qp} \cdot n^{\omega p}} \cdot K_p = \frac{9,81 \cdot 30 \cdot 1,5^{0,83} \cdot 0,11^{0,65} \cdot 65 \cdot 14}{125^{0,83}} \cdot 0,94 = 1439 \text{ Н.}$$

$$Q = \frac{k \cdot P_H}{2 \cdot f} = \frac{1,2 \cdot 1439}{2 \cdot 0,15} = 5756 \text{ Н.}$$

Отже, отримана сила затиску буде достатня для того, щоб процес шліфування в приспособленні проходив надійно і забезпечувалися необхідні вимоги до точності шліфування.

РОЗДІЛ 6

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

6.1. Організація науково-технічних досліджень і конструкторської підготовки виробництва

Науково-дослідні роботи та їх види. Основними завданнями науково-дослідної роботи є розширення, поглиблення, систематизація знань та отримання необхідних результатів для створення нових видів техніки, технологічних процесів і прогресивних методів організації та оперативного управління виробництвом. За своїм змістом та характером результатів науково-дослідні роботи розподіляються на: фундаментальні, пошукові та прикладні.

Фундаментальні (теоретичні) наукові дослідження спрямовані на встановлення невідомих раніше закономірностей, принципів, властивостей, явищ матеріального світу, що вносять корінні зміни до рівня пізнання. Вони спеціалізуються на дослідженні об'єктивних законів природи та за предметами дослідження, мета яких полягає в поясненні явищ, фактів, процесів.

Пошукові науково-дослідні роботи проводяться на основі вже відомих результатів фундаментальних досліджень та розробок. Вони спрямовані на визначення можливості використання відкритих явищ, властивостей або принципів у певній практичній сфері (наприклад, створення нових матеріалів, техніки і технології певного призначення, підвищення продуктивності та якості продукції і т. д.). Результати пошукових робіт мають конкретний характер (звіти, технічна документація, макети, дослідні зразки).

Прикладні дослідження забезпечують експериментальну перевірку практичного використання результатів фундаментальних та пошукових досліджень у конкретних об'єктах нової техніки. Прикладні дослідження бувають загальними (результати яких не пов'язуються з певною сферою, продукцією, роботою), цільовими (предметними) та визначеними розробками (проектами)

нової продукції, процесів, методів та способів виробництва). Вони можуть бути спрямовані на створення нових виробів, матеріалів, технологічних процесів, засобів механізації та автоматизації. Пошукові роботи завершуються рекомендаціями з розробки технічних завдань на проектування нових виробів, пристроїв, приладів і механізмів.

Прикладні дослідження, під час яких здійснюються технічне й робоче проектування, виготовлення та випробування дослідних зразків, називаються дослідно-конструкторськими роботами. Результатом таких робіт є створення нової техніки конкретного експлуатаційного призначення. Вони є логічним продовженням прикладної науково-дослідної роботи, де перевіряється можливість створення певного об'єкта з заданими властивостями.

Етапи науково-дослідної роботи. Науково-дослідні роботи є важливою стадією комплексної підготовки виробництва нових виробів. Цикли НДР складаються з можливих етапів, які є логічно обґрунтованими розділами, що мають самостійне значення і використовуються як об'єкт планування. Традиційно розрізняють такі етапи: 1) технічне завдання; 2) вибір напряму дослідження; 3) теоретичні й експериментальні дослідження; 4) технічний звіт; 5) здавання та приймання НДР [36].

Технічне завдання. У ньому визначаються мета, завдання дослідження, вимоги, техніко-економічне обґрунтування (ТЕО), основне цільове призначення, очікувані результати, методи і умови проведення, що рекомендуються, зміст досліджень за етапами і строками, склад виконавців, умови закінчення робіт. Технічне завдання (ТЗ) розробляється і затверджується замовником або виконавцем під час виконання ініціативних робіт. У процесі виконання науково-дослідних робіт ТЗ підлягають уточненню та доповненню.

Вибір напряму дослідження. Здійснюється підбір та вивчення спеціальної літератури, провадиться аналіз патентної інформації, стандартів та інших джерел за темою дослідження; техніко-економічний аналіз можливих рішень проблеми; розроблення рекомендацій щодо методів і способів досліджень. Вибір напрямів дослідження передбачає: дослідження, формування загальної методики дослідження та результат, що очікується.

Теоретичні та експериментальні дослідження. Етап охоплює: перевірку наукових і теоретичних ідей; вивчення аналогів, документації, звітів, розроблення та уточнення методики дослідження, експериментів, обґрунтувань; пошук нових рішень створення конструкцій та технологічних процесів; розробку схем; теоретичні обґрунтування; проектування макетів, стендів, зразків; виготовлення деталей; складання, монтаж і вдосконалення макетів та дослідних стендів; стендові та польові експериментальні випробування, аналіз їх результатів; доопрацювання експериментальних зразків, коригування технічної документації за результатами випробувань.

Технічний звіт. Основні типові розділи: анотація; перелік позначень, скорочень, прийнятих термінів та визначень; уведення (мета, зміст, ступінь новизни, обґрунтування для проведення, ТЕО об'єкта дослідження); техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки; програма та методика дослідження; теоретичні і розрахункові дані; дані експериментальних досліджень; висновки та рекомендації; додатки; література.

До звіту додаються: інформаційна карта на НДР, патентний формуляр, авторські запити на відкриття та винаходи, карта технічного рівня і якості виробу, протоколи випробувань. Узагальнення та оцінка результатів наукових досліджень може закінчуватися також розробленням проекту ТЗ на конструкторські роботи.

Здавання та прийомка НДР. Етап закінчується підписанням комісією замовника акта прийняття науково-технічної розробки.

Після підписання акта прийняття розробник передає замовнику прийнятий комісією експериментальний зразок нового виробу; протоколи випробувань та акти прийняття дослідного зразка (макет) виробу; розрахунки економічної ефективності результатів використання розробки; необхідну конструкторську та технологічну документацію з виготовлення дослідного зразка.

Розробник бере участь у проектуванні та освоєнні нового виробу і разом із замовником несе відповідальність за досягнення гарантованих ним показників виробу.

Комплексне проведення НДР за певною цільовою програмою створює наробок для оперативного і якісного проведення дослідно-конструкторських робіт, конструкторської та технологічної підготовки виробництва, а також значно скорочує обсяги доробок та терміни створення й освоєння виробництвом нової техніки [37].

Дослідно-конструкторські роботи. Подальше практичне втілення результатів науково-дослідних робіт здійснюється шляхом проведення дослідно-конструкторських робіт. Дослідно-конструкторська робота може виконуватися без попередньої науково-дослідної роботи за окремим технічним завданням замовника.

На основі затвердженого технічного завдання ДКР здійснюється в кілька етапів.

Першим етапом є техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) доцільності створення нового виробу і передання його для серійного виробництва. Розробляються можливі варіанти конструктивних та технологічних рішень, дається перелік робіт, загальний їх обсяг, витрати і терміни виконання, указуються виконавці. У ТЕО вказуються показники надійності, уніфікації і стандартизації, технічного рівня, визначається орієнтовна вартість дослідного і серійного зразка, витрати на організацію виробництва і експлуатацію, терміни постачання замовнику, а також склад робіт технічної підготовки.

Другий етап пов'язаний з дослідженнями та уточненнями попередніх даних ТЕО, вибором варіантів побудови виробу та його частин з урахуванням вартості, ефективності та масштабів виробництва. Розробляються структурні, функціональні, принципіві та інші схеми, визначаються конструкторські та технологічні рішення. Здійснюється макетування важливих функціональних частин виробу, формуються замовлення на розроблення і виготовлення нових матеріалів та комплектуючих.

Третій етап пов'язаний з проведенням теоретичної і експериментальної перевірки попередніх схемних, конструкторських та технологічних рішень, уточненням принципівих схем, перевіркою нових матеріалів, напівфабрикатів, комплектуючих; виготовленням макетів та їх механічними і кліматичними

випробуваннями. На цьому етапі оцінюються надійність виробу, його функціональних вузлів і частин, електричні і температурні режими, ремонтпридатність, зручність в експлуатації. Оцінюються відповідність застосовуваних елементів пропонованим вимогам, ступінь уніфікації, ефективність застосовуваних засобів технічного контролю за якістю. Розробляється робоча документація для виготовлення дослідного зразка.

На четвертому етапі складається перелік елементів, що підлягають вихідному контролю, і елементів, що підлягають тренуванню, макетується і компонується складна функціональна частина виробу. За технічної документацією при мінімальному технологічному оснащенні виготовляється дослідний зразок. За програмою і методикою розробника з участю представника замовника проводяться попередні заводські випробування з оформленням акта.

П'ятий етап завершує науково-технічну розробку видачею пропозицій про її використання, які мають відповідати таким вимогам:

1) новизна, перспективність та прогресивність запропонованих науково-технічних рішень; 2) економічна ефективність нового виробу або технологічного процесу; 3) патентоспроможність та конкурентоспроможність; 4) довговічність і експлуатаційна надійність виробу, стійкість технологічних процесів; 5) відповідність вимогам техніки безпеки, технічної естетики, наукової організації праці.

Дослідно-конструкторська робота вважається завершеною після оформлення акта комісією замовника, який підписується після випробування виробу, і рекомендацій до освоєння у виробництві.

Приймальній комісії надаються: дослідний зразок виробу, що пройшов заводські випробування і прийнятий ВТКЯ; матеріали випробувань; комплект технічної документації; технічний звіт про виконання ДКР з рецензіями, висновками експертів; авторські свідоцтва та патенти.

Розробник передає замовнику: дослідний зразок виробу; протоколи випробувань та акти прийняття дослідного зразка і технологічних процесів; розрахунки показників ефективності використання результатів розробки, а також конструкторську та технологічну документацію.

Методи пошуку ідей. Створення нової техніки та технології ґрунтується на використанні творчих ідей, що раніше не використовувалися або сформувалися в процесі досліджень чи проектування. Серед методів, що забезпечують систематизоване, спрямоване мислення, виокремлюють морфологічний аналіз, методи аналогій, інверсії, фантазії, інтуїції, асоціації та ін.

Морфологічний аналіз здійснюється з використанням різних альтернативних науково-технічних рішень, принципів та концепцій проектування, схемно-конструктивних та конструкторсько-технологічних рішень, формування елементної бази, застосування матеріалів, які відповідають різноманітним техніко-економічним параметрам.

З урахуванням різноманітних можливостей вирішення проблеми, будується морфологічна карта, де відображається список усіх існуючих, можливих і майбутніх варіантів вирішення проблеми. Такі карти покладаються в основу побудови економіко-математичної моделі створення нового виробу. При морфологічному підході організація мислення систематизована, що дає змогу формувати нові комбінації ідей.

Сутність методу аналогій полягає у використанні різноманітних прикладів з природи, її явищ, рослинного та тваринного світу, художньої літератури, мистецтва та ін. Наприклад, біотехнології, біомеханіка, біофізика, біохімія, біоніка та інші галузеві напрями сформувалися за принципом аналогій.

Активне спілкування фахівців різних галузей наукових досліджень також сприяють широкому використанню досягнень за методом аналогій.

Згідно з методом інверсій устанавлюються протилежні погляди на проблему та її вирішення [36].

Зміст методів фантазії, інтуїції, асоціації відповідає назвам цих методів.

Технічні ідеї виникають, як правило, унаслідок усвідомлення необхідності вирішення проблеми чи виконання завдання, активного, цілеспрямованого пошуку. Але процес пошуку має бути впорядкованим.

Організація винахідництва, раціоналізаторства та патентно-ліцензійної роботи. У процесі наукових досліджень у технічній сфері як результат творчої

діяльності дослідників з'являються відкриття, винаходи та раціоналізаторські пропозиції.

Відкриття — це встановлення невідомих раніше об'єктивно існуючих закономірностей, властивостей і явищ матеріального світу, що докорінно змінюють рівень пізнання. У процесі глибоких теоретичних досліджень здійснюється більшість відкриттів, які стають основою для винахідницької діяльності, що дає змогу розширити сферу їх використання. Відкриття оформлюється заявкою і фіксується виданим автору дипломом після експертної перевірки. Правовий захист поширюється тільки на авторство, саме відкриття може використовуватися без перешкод після його опублікування.

Винахід — це технічне рішення в будь-якій сфері народного господарства, що характеризується новизною або істотними відмінностями, які дають позитивний ефект. Винахід як результат прикладних розробок має принципово відрізнитися від відомих рішень аналогічного технічного завдання у світовій практиці. До винаходів можуть належити нові пристрої, способи і речовини. Для пристроїв характерні нові схеми або робочі процеси, нові комбінації конструктивних елементів. Спосіб пропонує новий перелік або порядок дій (операцій), які виконуються людиною, машиною, апаратом, приладом відповідно до розроблених винахідником умов і режимів, що ведуть до поставленої мети. На винахід видається авторське свідоцтво або патент. На відміну від патенту, що дає право його власнику користуватися ним особисто, авторське свідоцтво тільки підтверджує авторство особи на винахід без права користування. Передаються патентні права за певну плату шляхом придбання ліцензії — документа, який посвідчує дозвіл власника на використання патенту іншими особами або організаціями, при цьому чітко визначається форма передання прав на використання винаходу: якщо залишає за собою — це проста ліцензія, у разі повної відмови — виключна ліцензія.

Під раціоналізаторською пропозицією розуміють технічне рішення, що є новим і корисним для підприємства, організації або установи і передбачає зміни конструкції виробів, технології та організації виробництва, техніки, що застосовується, складу матеріалу та комплектуючих виробів. Посвідчення на

раціоналізаторську пропозицію видається автору підприємством, яке впроваджує цю пропозицію.

На підприємствах у конструкціях різних виробів і технологічних процесів використовуються як винаходи, так і раціоналізаторські пропозиції, які також є результатом творчого підходу до вирішення певного виробничо-технічного завдання, але на відміну від винаходу це рішення не вносить принципової новизни, не повторює раніше освоєних на даному підприємстві пропозицій, а його впровадження дає позитивний ефект. На підприємствах роботою з винахідництва і раціоналізації керує спеціальне бюро.

Для забезпечення високого рівня техніки, що розробляється, та її конкурентоспроможності на світовому ринку здійснюються патентні дослідження. На підприємствах створюються патентні служби, що забезпечують перевірку винаходів, науково-технічних досягнень на патентоспроможність і патентну чистоту, забезпечують патентування винаходів за кордоном, одночасно визначаючи, у яких країнах це доцільно робити.

Науково-технічна інформація. Підготовка виробництва до зміни продукту (технології) неможлива без інформаційного забезпечення всіх процесів наукових досліджень, проектування, виробництва та супроводження виробів на етапі експлуатації. Інформація є джерелом забезпечення актуальності проблем, що підлягають дослідженню та прогресивності рішень, які приймаються. Вона дає можливість усунути дублювання наукових і технічних рішень, скоротити затрати творчої праці, зменшити терміни і фінансові витрати на проведення комплексу робіт зі створення і освоєння нової продукції, полегшити уніфікацію і стандартизацію проектних рішень.

Уся інформація поділяється на внутрішню, проміжну та зовнішню. До внутрішньої належить виробнича інформація, яка впливає на ритмічність процесу розробок і виробництва. Така інформація матеріалізується в документах, які створюються на підприємстві, і циркулює в його межах. Проміжна інформація міститься в наукових звітах, кресленнях та іншій технічній документації. Зовнішня охоплює законодавчу, нормативну та науково-технічну інформацію, яка дає змогу дослідникам, проектувальникам урахувати останні досягнення

вітчизняної та зарубіжної науки і техніки у своїх розробках. На стадії наукових досліджень найважливішою інформацією є публікації, доповіді, статті, патенти, авторські свідоцтва, звіти про НДДКР різних організацій, виробнича документація про виготовлення аналогічної продукції.

6.2. Оцінка технічного рівня виробу

Порівняльний аналіз значень якості виробу проводиться для всіх конструктивних варіантів і має два етапи: експертний та розрахунковий [38].

Експертний етап передбачає порівняння значень показників якості нового виробу за варіантами з показниками базового виробу та може призвести до наступних результатів:

а) всі показники даного варіанту перевищують базові більше, ніж на 5 %. даний варіант вважається проектом і піддається подальшій розробці, в тому числі і економічному обґрунтуванню;

б) всі показники даного варіанту гірші базових більше, ніж на 3 %. даний варіант виключається із подальшої розробки;

в) деякі показники варіантів кращі, деякі гірші від базових. тут необхідний наступний розрахунковий етап.

Розрахунковий етап передбачає визначення значень відносних показників якості нового виробу за варіантами згідно до формул:

- для бажаних показників:

$$q_i = \frac{k_{2i}}{k_{1i}}, \quad (6.1)$$

- для небажаних показників:

$$q_i = \frac{k_{1i}}{k_{2i}}, \quad (6.2)$$

де k_{2i} - показник якості нового виробу;

k_{1i} - показник якості базового виробу;

$i = 1 \dots n$ - номенклатура показників якості.

КАРТА ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ І ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ

1. Найменування виробу: міні-енергозасіб.
2. Область застосування: невеликі фермерські господарства.
3. Коротка характеристика виробу:
 - продуктивність за годину основного часу при оранці 0,4 га/год;
 - діапазон швидкостей 1,5-60 км/год (кількість швидкостей вперед 16);
 - коефіцієнт прохідності 1;
 - потужність двигуна 23,5 кВт.
4. Річний економічний ефект визначається аналітичним шляхом.
5. Орієнтована вартість нової машини: 45000 грн.

ВИЗНАЧАЄМО ЗНАЧЕННЯ ВІДНОСНИХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ
НОВОГО ВИРОБУ ЗА ВАРІАНТАМИ ЗГІДНО ФОРМУЛ [38]:

$$q_1 = \frac{0.4}{0.4} = 1.0; \quad q_2 = \frac{1}{0.8} = 1.25;$$

$$q_3 = \frac{16}{8} = 2.0; \quad q_4 = \frac{2200}{1800} = 1.22;$$

$$q_5 = \frac{23.5}{22} = 1.07; \quad q_6 = \frac{100}{100} = 1.0;$$

$$q_7 = \frac{90}{90} = 1.0; \quad q_8 = \frac{60}{50} = 1.2.$$

Розраховуємо узагальнений показник за формулою

$$Q = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_i, \quad (6.3)$$

де Q – узагальнений показник якості продукції;

n – кількість показників, що складають номенклатуру.

$$Q = \frac{1}{8} (1 + 1,25 + 2 + 1,22 + 1,07 + 1 + 1 + 1,2) = 1,217.$$

Проектом вважається варіант нового виробу, у якого $Q > 1,05$.

Результати розрахунків заносимо у таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Карта технічного рівня і якості продукції (форма 2
ГОСТ2.116-84)

Група, назва, одиниця показників якості виробу	Бажаність “+”, “-”	Значення за конструктивними варіантами		
		Базового виробу, k_1	Нового виробу	
			k_2	q
1. Призначення				
Продуктивність: га/год	+	0,4	0,4	1
Коефіцієнт прохідності	+	0,8	1	1,25
Кількість швидкостей вперед	+	8	16	2
2. Надійність				
Термін напрацювання до відмови, год	+	180 0	220 0	1,11
3. Використання ресурсів				

Продовження таблиці 6.1

Потужність двигуна, кВт	+	22	23,5	1,0 7
Витрати на виготовлення, %	+	100	100	1,0
4. Обмеження шкідливих дій				
Простота експлуатування, %	+	90	90	1,0 0
5. Стандартизація і уніфікація				
Відношення уніфікованих вузлів до не уніфікованих, %	+	50	60	1,2

6.3. Економічна ефективність використання машини удосконаленої конструкції

При розрахунку показників економічної ефективності основними є прямі експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний та поточний ремонти, технічне обслуговування, оплату праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість та кількість продукції, яку одержують від порівнювальних машин [39].

Економічна ефективність міні-енергозасобу викликана за рахунок вмілого компонування відносно дешевих вузлів з мінімальними доробками проміжних ланок.

Застосування таких підходів сприяє значному зниженню собівартості машини в цілому.

Економічну оцінку ефективності внесених змін машини виконуємо згідно “ГОСТ 23728-88. Методи економічної оцінки. Техніка сільськогосподарська”, шляхом порівняння затрат на базову та модернізовану машину [38].

Приведені затрати на одиницю наробітку (на 1 га) визначаються за формулою

$$П = I + KE, \quad (6.4)$$

де I - прямі експлуатаційні затрати на одиницю наробітку;

K - капітальні вкладення на одинцю наробітку;

E - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати на одинцю наробітку

$$I = З + Г + Р + А + Ф, \quad (6.5)$$

де $З$ - затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу;

$Г$ - затрати на паливно-мастильні матеріали;

$Р$ - затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

$А$ - затрати на реновацію;

$Ф$ - інші затрати (при наявності).

Необхідні характеристики для розрахунку економічної ефективності базової і удосконаленої машини наведені у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової та удосконаленої машин

Показники	Базовий варіант	Новий варіант
1	2	3
1. Характеристики машин		
1.1 Машини, які порівнюються	Еней 304	Міні-енергозасіб
1.2 Оптова ціна машин, грн.	59000	45000

Продовження таблиці 6.2

1	2	3
1.3 Продуктивність за годину основного часу, га/год	0,4	0,4
1.4 Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
1.5 Витрати пального при оранці, л/га	8	7
1.6 Нормативне річне завантаження, год.:	1800	2200
2 Інші показники		
2.1 Коефіцієнт переводу оптової ціни в балансову	1,1	1,1
2.2 Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,15	0,15
2.3 Процент відчислень на реновацію по основній роботі	14,3	14,3
2.4 Процент відрахувань на: поточний ремонт і техогляд для основної роботи трактора	14,9	14,9
Розряд обслуговуючого персоналу на основній роботі	VI	VI
Тогодинна ставка тракториста (з врахуванням всіх видів доплат) грн.	28	28
Тарифна ставка тракториста, грн.	40	40
Ціна 1л пального, грн.	29	29

Затрати праці у людино-годинах на одиницю наробітку при виконанні машиною виробничого процесу визначаємо за формулою [39]

$$T = \frac{L}{W}, \quad (6.6)$$

де L - кількість виробничого персоналу на обслуговуванні техніки;

W - продуктивність машини.

Затрати на реновацію машини на одиницю наробітку

$$A = \frac{B \cdot a}{W \cdot T_3}, \quad (6.7)$$

де a - коефіцієнт відчислення на реновацію;

T_3 - річне завантаження технічних засобів;

B - балансова ціна машини.

Капітальні вкладення на машину на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$K = \frac{B}{W \cdot T_3}. \quad (6.8)$$

Затрати на технічне обслуговування і ремонти поточний і капітальний визначаємо за формулою [37]

$$P = \frac{B(\mathcal{C}_T + \mathcal{C}_K)}{W_{експ} \cdot T_3}, \quad (6.9)$$

де \mathcal{C}_T - коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

\mathcal{C}_K - коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$W_{експ}$ - продуктивність агрегату за 1 годину експлуатаційного часу.

Затрати на паливно-мастильні матеріали на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$Г = q \cdot Ц, \quad (6.10)$$

де q - розхід паливно-змащувальних матеріалів на одиницю наробітку;

$Ц$ - ціна 1 л палива.

Балансова ціна машини

$$Б = Ц' \cdot k, \quad (6.11)$$

де $Ц'$ - оптова ціна машини;

k - коефіцієнт переводу з оптової ціни на балансову.

Розрахунок затрат праці, експлуатаційних витрат і приведених витрат на базову і нову машину подано у таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Розрахунок затрат праці, приведених і експлуатаційних витрат

Базовий варіант – Еней 304	Новий варіант – Міні-енергозасіб	Різниця показників
1	2	3
$T_B = \frac{1}{0.4} = 2.5$ люд/га	$T_H = \frac{1}{0.4} = 2.5$ люд/га	0
$З_B = \frac{40}{1} = 40$ грн/год	$З_H = \frac{40}{1} = 40$ грн/год	0
$A_T = \frac{1.1 \cdot 59000 \cdot 0,125}{0.4 \cdot 1800} = 11.27$ грн/га	$A_T = \frac{1.1 \cdot 45000 \cdot 0,125}{0.4 \cdot 2200} = 7.03$ грн/га	4,24
$P_T = \frac{1.1 \cdot 59000 \cdot 0,149}{0.4 \cdot 1800} = 13.43$ грн/га	$P_T = \frac{1.1 \cdot 45000 \cdot 0,149}{0.4 \cdot 2200} = 8.38$ грн/га	5,05

Продовження таблиці 6.3

$P_{П.Б} = P_T =$ $=13,43$ грн/га	$P_{П.Н} = P_T =$ $=8,3$ грн/га	5,05
$\Gamma_T = 8 \cdot 29 \cdot 0.4 = 92.8$ грн/га	$\Gamma_T = 7 \cdot 29 \cdot 0.4 = 81.2$ грн/га	11,6
$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_B =$ $=11,27+13,43+92,8+40=157,5$ грн/га	$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_H =$ $=7,03+8,38+81,2+40=136,6$ грн/га	20,9
$I_{П.Б} = I_T =$ $= 157,5$ грн/га	$I_{П.Н} = I_T =$ $=136,6$ грн/га	20,9
$K_T = \frac{1.1 \cdot 59000}{0.4 \cdot 1800} = 90.14$ грн/га	$K_T = \frac{1.1 \cdot 45000}{0.4 \cdot 2200} = 56.25$ грн/га	33,89
$K_{П.Б} = K_T =$ $=90,14$ грн/га	$K_{П.Н} = K_T =$ $=56,25$ грн/га	33,89
$\Pi_B = I_{ПБ} + K_{ПБ}E =$ $=157,5+90,14 \cdot 0,2=$ $=175,53$ грн/га	$\Pi_H = I_{ПН} + K_{ПН}E =$ $=136,6+56,25 \cdot 0,2=$ $=147,86$ грн/га	27,66

Розрахунок річного економічного ефекту від виробництва і використання нової техніки [38], винаходів і рацпропозицій у сільськогосподарському машинобудуванні та нових засобів праці довгочасного використання з кращими якісними характеристиками здійснюється розробниками і виробниками цих засобів праці за формулою:

$$E_{\Phi} = \left[\Pi_B \cdot \frac{B_H}{B_B} \cdot \frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}} + \frac{(I'_B - I'_H) - E_H (K'_H - K'_B)}{P_{П.Н} \cdot E_H} - \Pi_H \right] \cdot A_2, \quad (6.12)$$

де Π_B - приведені затрати на одиницю базового комплексу;

Π_H - приведені затрати на одиницю нового комплексу;

B_H і B_B - відповідно річні об'єми роботи, виконувані при використанні одиниці

базового і нового засобу праці, у натуральних одиницях:

$$B_B \approx 720 \text{ га}; B_H = 880 \text{ га.}$$

$\frac{B_H}{B_B}$ - коефіцієнт обліку росту продуктивності одиниці нового засобу

порівняно з базовим; $\frac{B_H}{B_B} = \frac{880}{720} = 1.22$;

A_2 - річний обсяг виробництва нових знарядь праці в розрахунковому році, в натуральних одиницях, $A_2 = 10$ шт.

$\frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}}$ - коефіцієнт врахування зміни строку служби нового засобу праці

порівняно з базовим;

E_H - нормативний коефіцієнт ефективності, $E_H = 0,2$;

I'_B і I'_H - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базового і нового засобу праці у розрахунку на об'єми робіт, які виконуються з допомогою нового засобу праці. У цих затратах враховується тільки частина амортизації, яка призначена на капітальний ремонт засобів праці, тобто без врахування витрат на їх відновлення.

Ці показники визначаються за формулами:

$$I'_B = I_{П.Б} \cdot B_H = 157,5 \cdot 880 = 138600 \text{ грн};$$

$$I'_H = I_{П.Н} \cdot B_H = 136,6 \cdot 880 = 120200 \text{ грн};$$

K'_B і K'_H - річні капітальні вкладення споживача на машину (одиницю напрацювання) при використанні ним базового і нового комплексів, визначаються за формулами:

$$K'_B = K_{П.Б} \cdot B_H = 90,14 \cdot 880 = 79320 \text{ грн};$$

$$K'_H = K_{п.н} \cdot B_H = 56,25 \cdot 880 = 49500 \text{ грн};$$

Підставимо отримані значення у формулу (6.12)

$$E_\phi = \left[175.53 \cdot 1.22 \cdot \frac{13.43}{8.38} + \frac{(138600 - 1202000) - 0,2 \cdot (49500 - 79320)}{8.38 \cdot 0,2} - 147.86 \right] \cdot 10 = 147200 \text{ грн.}$$

Для однієї машини річний економічний ефект $E_\phi = 14720$ грн.

Термін окупності вдосконаленої машини визначаємо за формулою

$$T_{OK} = \frac{K'_H}{E_\phi}, \quad (6.13)$$

тобто

$$T_{OK} = \frac{49500}{14720} = 3.37 \text{ р.}$$

Економічна ефективність проробленого рішення є достатньо високою, тому з економічної точки зору даний проект є обґрунтованим і має право до реалізації.

РОЗДІЛ 7

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1. Законодавче регулювання охорони праці в Україні

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року ухвалила Закон «Про охорону праці», який має велике соціально-економічне значення, оскільки стосується життєвих інтересів майже 30 мільйонів громадян України.

Науково-технічний прогрес поряд з благами приніс людству, на жаль, і численні лиха. Людина — творець науково-технічного прогресу — стала його заручником. Так, щорічно в Україні у процесі суспільного виробництва травмується майже 35 тис. осіб, з них близько 1,4 тис. гине. На підприємствах 40 % робітників працює в умовах, що не відповідають санітарно-гігієнічним нормам та нормативно-правовим актам про охорону праці.

Головною метою охорони праці є створення на кожному робочому місці безпечних умов праці, безпечної експлуатації обладнання, зменшення або повна нейтралізація дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів на організм людини і, як наслідок, зниження виробничого травматизму та професійних захворювань.

Важливе місце в охороні праці належить саме законодавчому регулюванню охорони праці. Останнім часом створюється національне законодавство про охорону праці. Здійснюється заходи щодо використання в ньому конвенцій і рекомендацій МОП, директив Європейського Союзу, налагоджується більш тісні контакти з питань нормотворчої діяльності з Росією, Німеччиною, Великобританією, іншими країнами.

Поняття охорони здоров'я на виробництві та її правове забезпечення.

Конституція України до числа соціальних прав включає право кожного на охорону здоров'я, медичну допомогу та медичне страхування (ст. 49), належні, безпечні й здорові умови праці (ст. 43). Відповідно до ст.12 Міжнародного пакту

про економічні, соціальні й культурні права кожна людина має право на медичну допомогу та медичний догляд у разі хвороби. Серед основних трудових прав працівників ст. 2 Кодексу законів про працю України вказує на право на здорові та безпечні умови праці. Ст. 6 Основ законодавства України про охорону здоров'я закріплює право на охорону здоров'я, що передбачає серед інших право на безпечні й здорові умови праці [42-45].

Терміном "охорона праці" у вузькому розумінні завжди визначалося створення для працівників здорових та безпечних умов праці. Закон України "Про охорону праці" від 14 жовтня 1992 р. в ст. 1 так визначає охорону праці: "Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі роботи". Виходячи зі змісту закону та інших зазначених вище нормативно-правових актів, більш доцільно, на нашу думку, замість терміна "охорона праці" у вузькому розумінні вживати термін "охорона здоров'я працівників на виробництві", оскільки фактично метою таких заходів є саме охорона здоров'я працівника, збереження його працездатності на виробництві під час виконання трудових обов'язків.

Найважливіші норми щодо охорони здоров'я працівників на виробництві закріплені в Законі України "Про охорону праці" від 14 жовтня 1992 р.[43], у трьох главах КЗпП (глава XI "Охорона праці", глава XII "Праця жінок", глава XIII "Праця молоді"), а також у підзаконних актах — положеннях, правилах, інструкціях, актах соціального партнерства, локальних нормативно-правових актах.

Права громадян, у тому числі працівників, закріплені у відповідних нормативно-правових актах, може бути реалізовано тільки за умови, якщо в нормативному порядку будуть встановлені для цього необхідні гарантії.

Закон України "Про охорону праці" передбачає цілий ряд гарантій прав громадян на охорону праці як при укладенні трудового договору, так і під час роботи на підприємстві.

Чинне законодавство передбачає систему гарантій щодо охорони здоров'я працівників на виробництві. Згідно зі ст. 43 Конституції України кожен має право

на належні, безпечні й здорові умови праці. Використання праці жінок і неповнолітніх на небезпечних для їхнього здоров'я роботах забороняється.

Основи законодавства України про охорону здоров'я розглядають охорону здоров'я як загальний обов'язок усіх підприємств, установ, організацій, посадових осіб та громадян, які зобов'язані забезпечити пріоритетність охорони здоров'я у власній діяльності. З метою забезпечення сприятливих для здоров'я умов праці, високого рівня працездатності встановлюються єдині санітарно-гігієнічні вимоги до організації виробничих процесів, пов'язаних з діяльністю людей. Власники і керівники підприємств, установ і організацій зобов'язані забезпечити виконання техніки безпеки, виробничої санітарії, інших вимог охорони праці, не допускати шкідливого впливу на здоров'я людей. При укладенні трудового договору громадянин повинен бути проінформований власником під розписку про умови праці на підприємстві, наявність на робочому місці небезпечних і шкідливих виробничих чинників, про можливі наслідки їх впливу на здоров'я і про його права на пільги і компенсації за роботу в таких умовах. Забороняється укладення трудового договору з громадянином, якому згідно з медичним висновком протипоказана запропонована робота за станом здоров'я.

Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. У Конституції проголошено, що громадяни України мають право на працю, яку вони вільно обирають, або на яку погоджуються [41].

Роботодавець (власник підприємства) зобов'язаний забезпечити нешкідливі умови праці відповідно до вимог безпеки і гігієни праці.

Держава створює умови для повної зайнятості працездатного населення, рівні можливості для громадян у виборі професії та роду трудової діяльності, здійснює програми професійно-технічного навчання, підготовки та перепідготовки робітників.

Реалізація цих прав здійснюється через виконання вимог, викладених у законодавчих актах щодо охорони праці, а саме:

- Кодексі законів про працю;

- Законі «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності»;

- Законі «Про охорону праці»;
- Законі «Про пожежну безпеку»;
- Законі «Про охорону здоров'я»;
- Законі «Про охорону навколишнього природного середовища»;
- Законі «Про колективні договори і угоди»;
- Законі «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку»;
- Законі «Про поводження з радіоактивними відходами»;
- Законі «Про дорожній рух».

Закон України «Про охорону праці»

Закон України «Про охорону праці» — це самостійна гілка в законодавстві України про працю. Закон визначає основні положення конституційного права громадян на охорону життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці, а також встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Дія закону поширюється на всі підприємства, установи і організації незалежно від форми власності та видів діяльності (далі — підприємство), фізичних осіб, які, відповідно до законодавства, використовують найману працю, та на всіх громадян, які працюють за наймом.

Закон не відмінив жодної з діючих норм і дозволив [42]:

- створити органи управління охороною праці та систему органів нагляду за охороною праці;
- створити власну нормативну базу з охорони праці;
- забезпечити гласність з питань охорони праці;
- ввести економічні важелі управління охороною праці;
- визначити роль колективних договорів;
- увести нові інститути управління і нагляду за охороною праці на підприємстві (уповноважені найманими працівниками особи з питань охорони праці);

- розпочати підготовку дипломованих спеціалістів з охорони праці.

Розглянемо основні принципи державної політики в галузі охорони праці:

« пріоритет життя і здоров'я працюючих, відповідальність роботодавця за створення безпечних і здорових умов праці;

• комплексне вирішення завдань охорони праці на основі створення національної програми поліпшення безпеки, гігієни праці та виробничого середовища;

• соціальний захист працівників, повне відшкодування шкоди потерпілим від нещасних випадків, профзахворювань;

• встановлення єдиних вимог з охорони праці для всіх підприємств та суб'єктів підприємницької діяльності незалежно від форм власності;

• організація навчання населення, професійної підготовки і підвищення кваліфікації працюючих з питань охорони праці.

7.2. Вимоги техніки безпеки при роботі на міні-тракторі

1. Загальні вимоги безпеки.

1.1. До управління трактором допускаються особи, що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, спеціальне навчання і що мають посвідчення на право управління машиною, пройшли ввідний інструктаж і інструктаж на робочому місці по техніці безпеки, атестацію на знання практичних навиків безпечного виробництва робіт і правил дорожнього руху.

Допуск до роботи на транспорті оформляється наказом по організації або підприємству [43].

1.2. Тракторист зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, вимоги по охороні праці, вивчені їм при навчанні і інструктажах по охороні праці, а також що містяться в даній інструкції.

1.3. Як спецодяг трактористові видається:

костюм х/б;

чоботи гумові або кирзові;

рукавиці комбіновані.

Взимку додатково видається:

куртка і брюки х/б на утепленій. пр.;

чоботи кирзові на утепленій. на гумовій підошві;

рукавиці утеплені.

1.4. При експлуатації тракторів можливе виникнення небезпечних виробничих чинників, обумовлених пересувним характером роботи трактора.

1.5. Шкідливі виробничі чинники, що діють на тракториста, обумовлені в основному роботою двигуна внутрішнього згорання, який випромінює значні рівні шуму і вібрації. Крім того, у складі відпрацьованих газів містяться високотоксичні речовини, здатні привести до отруєння тракториста.

1.6. Застосування дизпалива, бензину і низкотемпературних рідин в системі охолодження трактора також шкідливо впливає на санітарно-гігієнічні умови роботи трактористів.

1.7. Виключення або зменшення дії перерахованих чинників на тракториста досягається виконанням комплексу організаційно-технічних заходів, викладених в інструкції заводу-виготівника і справжньої інструкції.

1.8. Тракторист повинен дотримувати чистоту і порядок на робочому місці. Інвентар і інструмент слід зберігати в спеціально відведеному місці. Сторонні предмети зберігати в кабіні транспорту забороняється.

1.9. Засоби гасіння загорянь повинні знаходитися в спеціально відведеному місці. Періодично повинна перевірятися їх працездатність відповідно до інструкції по їх застосуванню.

1.10. Заправка паливом і маслом трактора повинні здійснюватися за допомогою паливомаслозаправників при вимкненому двигуні. Як виняток, в умовах будівельного майданчика заправка паливом допускається із застосуванням спеціального інвентарю і пристосувань.

1.11. Про всі несправності механізмів і пристосувань тракторист зобов'язаний негайно повідомити механіка або безпосереднього керівника робіт.

1.12. Тракторист повинен бути навчений прийомам надання першої долікарської допомоги при дії на людину шкідливих і небезпечних виробничих чинників.

1.13. Не допускати вживання спиртних напоїв, наркотичних і токсичних засобів в робочий час або за місцем роботи.

1.14. За невиконання вимог справжньої інструкції працівник несе відповідальність відповідно до чинного законодавства.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи.

2.1. Надіти засоби індивідуального захисту.

2.2. Оглянути вузлів трактора.

2.3. Перевірити дію гальмівної системи, важелів управління звукової сигналізації, зовнішнього освітлення трактора.

2.4. Перевірити наявність і справність огорожі механізмів, що обертаються (приводний пас, шарнірні з'єднання приводного валу, валу потужності і ін.).

2.5. Провести зарядку водою і паливом трактор, а в зимовий час в радіатор залити гарячу воду (антифриз), а в картер – підігріте масло.

Зовнішні поверхні трактори, на які потрапив бензин, масло, витерти сухим дрантям.

2.6. У зимовий час розігріти масло в масляному картері за допомогою відкритого вогню (паяльної лампи, паклею, факелом і тому подібне) забороняється.

2.7. Перед пуском двигуна трактора необхідно:

2.7.1. Переконатися у відсутності сторонніх предметів на деталях двигуна, що обертаються, коробці передач, бортових передачах і задньому мосту, в захисних кожухах;

2.7.2. У зимовий час в передавальних механізмах і системах управління відігріти деталі, що примерзнули;

2.7.3. Важіль перемикачів швидкостей поставити в нейтральне положення;

2.7.4. Переконаватися у відсутності сторонніх осіб в робочій зоні дії трактора і між трактором і навісним устаткуванням.

3. Вимоги безпеки під час роботи.

3.1. При запуску двигуна трактора всі пальці руки повинні бути розташовані з одного боку пускової рукоятки. Забороняється брати пускову рукоятку в обхват.

3.2. Забороняється заводити перегрітий двигун в уникненні зворотного удару від передчасного спалаху (унаслідок самозаймання робочої суміші).

3.3. Під час роботи двигуна трактора забороняється проводити його ремонт, надягати приводні паси і ланцюги, змащувати і кріпити деталі, заправляти його паливом, а також очищати трактор і навісні механізми від грязі.

3.4. При початку руху, повороті і зупинці трактора, давати звуковий попереджувальний сигнал, що знаходиться на причіпних механізмах, забороняється під час руху переміщатися на трактор і назад.

3.5. Рух під уклон через канави виконувати на першій швидкості, оскільки при вищій швидкості трактор може перекинутися. При перемиканні швидкостей загальмувати трактор. При русі на підйом перемикати швидкості забороняється.

3.6. Рух трактора упоперек крутих схилів, кут на схилі яких більше 300 або допустимого значення паспортної характеристики його забороняється.

3.15. Буксирувати і витягувати трактором застряглі машини і механізми за допомогою жорсткого буксира без ривків і під керівництвом виробника робіт або майстра. У разі застосування як жорсткий буксир сталевого каната, заднє скло трактора захистити ґратами.

3.16. Не допускається сідати на трактор, сходити з нього і висовуватися з кабіни трактора під час його руху.

3.17. Не допускається їздити на тракторі поза кабіною.

3.18. При короткочасній зупинці трактора слід вимкнути муфту зчеплення, а також перекласти двигун на малі обороти, а важіль перемикання швидкості – в нейтральне положення.

3.19. Під час руху трактора сходити з майданчика управління і входити на неї, регулювати двигун, змащувати і кріпити вузли машини забороняється. Мاستило, кріплення і регулювання двигуна проводити при вимкненому двигуні.

3.20. Залишати трактор з працюючим двигуном заборонено.

3.21. При експлуатації трактора в зимовий час:

3.21.1. не допускати перемикання швидкостей при пересуванні по глибокому снігу;

3.21.2. пересуватися по льоду у встановлених місцях, без тієї, що пробуксувала, повороти проводити, понизивши швидкість.

3.22. При переміщенні трактора своїм ходом, на буксирі або транспортних засобах, повинні дотримуватися правила дорожнього руху.

3.23. Під час роботи трактора забороняється:

3.23.1. передавати управління його іншій особі;

3.23.2. перевозити в кабіні людей, окрім осіб, що проходять практичну підготовку;

3.23.3. сидіти і стояти на рамі і інших частинах трактора.

4. Вимоги безпеки після закінчення роботи.

4.1. Поставити трактор у відведене місце, вимкнути двигун, включити гальмо, від'єднати причіпні (навісні) знаряддя. У зимовий час злити з радіатора і трубопроводу воду, дати двигуну попрацювати декілька хвилин.

4.2. Перевірити технічний стан трактора, змастити його механізми згідно інструкції з експлуатації, підтягти болтові з'єднання, трактор очистити від грязі і ґрунту.

4.3. Горючі і змащувальні матеріали здати на склад.

4.4. Про всі відмічені несправності в роботі трактора повідомити змінного майстра.

4.5. Засоби індивідуального захисту очистити і покласти в гардеробну шафу.

5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях.

5.1. При виявленні несправностей трактора, вимкнути двигун, включити гальмо. Повідомити про це майстрові або керівникові робіт. Не приступати до роботи на тракторі до повної ліквідації несправності.

5.2. При отриманні травми або раптового захворюванні, негайно повідомити майстра, керівника робіт, який повинен невідкладно організувати медичну допомогу і направити до медичної установи.

5.3. При виникненні пожежі, аварії, повідомити в пожежну частину і адміністрації, прийняти заходи до гасіння пожежі і ліквідації аварії.

7.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях

При виникненні й розвитку надзвичайної ситуації від роботи міні-трактора можуть з'явитися постраждалі або навіть жертви. Характер травматизму може бути як найрізноманітніший: переломи кінцівок чи пошкодження інших органів при наїзді трактора, від роботи обертових частин робочих вузлів чи сільськогосподарських машин, від роботи ріжучих елементів машин, що агрегатуються з міні-трактором, при його займанні тощо.

Характер надзвичайної ситуації не дає змоги заздалегідь підготувати ресурси, необхідні для надання медичної допомоги (медичний персонал, медикаменти, лікувальні установи, спеціалізований транспорт). У зв'язку з цим постає питання про надання першої долікарської допомоги потерпілим.

Перша долікарська допомога надається безпосередньо на місці поразки або поблизу від нього з використанням підручних засобів.

Якщо людина постраждала в результаті надзвичайної ситуації, треба передусім звільнити її, винести з небезпечної зони, вжити потрібних заходів щодо відновлення життєво важливих функцій організму і запобігти ускладненням, що становлять загрозу для життя людини. Вчасно й правильно здійснена перша долікарська допомога рятує життя потерпілому і попереджає розвиток несприятливих результатів. У разі відсутності поблизу людей потерпілий має сам подбати про себе.

При організації надання першої медичної допомоги особливу увагу необхідно звернути на її своєчасність, зокрема при травмах, що супроводжуються кровотечею, шоком, асфіксією, втратою свідомості, отруєнням. В обов'язку першої долікарської допомоги особливого значення набуває виконання таких заходів, як зупинення зовнішньої кровотечі за допомогою тампонів, перев'язувальних

пакетів, накладення джгута (закручення за допомогою підручних засобів), введення знеболювальних засобів, усунення асфіксії, проведення штучного дихання, непрямий масаж серця з метою відновлення серцевої діяльності, закриття поверхні рани пов'язкою тощо.

Не менш важливим етапом надання першої допомоги постраждалому є раціональне його транспортування до лікарської установи, де йому буде надано кваліфіковану медичну допомогу [44].

Перша долікарська допомога — це комплекс простих термінових дій, спрямованих на збереження здоров'я і життя потерпілого.

При наданні першої долікарської допомоги необхідно:

1) керуватися принципами правильності, доцільності, швидкості, продуманості, рішучості, спокою;

2) дотримуватись послідовності таких дій:

- усунути вплив на організм факторів, що загрожують здоров'ю та життю потерпілого (звільнити від дії електричного струму, винести із зараженої зони чи з приміщення, що горить, погасити палаючий одяг, дістати з води);

- оцінити стан потерпілого, визначити характер і тяжкість травми, що становить найбільшу загрозу життю потерпілого, і послідовність заходів щодо його рятування;

- виконати необхідні дії щодо рятування потерпілого в порядку терміновості (забезпечити прохідність дихальних шляхів, провести штучне дихання, зовнішній масаж серця, зупинити кровотечу, іммобілізувати місце перелому, накласти пов'язку тощо);

- викликати швидку медичну допомогу чи лікаря або вжити заходів для транспортування потерпілого в найближчу медичну установу;

- підтримувати основні життєві функції потерпілого до прибуття медичного працівника, пам'ятаючи, що зробити висновок про смерть потерпілого має право лише лікар.

Людина, яка надає першу допомогу, повинна вміти:

- оцінити стан потерпілого і визначити, якої допомоги насамперед він потребує;

- забезпечити вільну прохідність верхніх дихальних шляхів;
- зробити штучне дихання "із рота в рот" або "із рота в ніс" та зовнішній масаж серця й оцінити їх ефективність;
- зупинити кровотечу накладанням джгута, стисної пов'язки або пальцевим притискуванням судин;
- накласти пов'язку при пошкодженні (пораненні, опіку, кровотечі, відмороженні, травмі);
- іммобілізувати пошкоджену частину тіла при переломі кісток, важкій травмі, термічному ураженні;
- надати допомогу при тепловому і сонячному ударах, утопленні, отруєнні, блюванні, втраті свідомості;
- використати підручні засоби при перенесенні, завантаженні і транспортуванні потерпілого;
- визначити необхідність транспортування потерпілого машиною швидкої допомоги чи попутним транспортом;
- користуватися аптечкою швидкої допомоги. Унаслідок різних травм, сильного болю, втрати крові, нестачі кисню в організмі, при замерзанні та перегріві тощо можливе ураження центру свідомості — мозку.

Припинення надходження до легень повітря має назву асфіксія, в результаті чого дихання припиняється, людина непритомніє, може зупинитися серце і настати смерть.

Надзвичайний емоційний вплив, сильний біль, втрата крові, утворення у пошкоджених тканинах шкідливих продуктів, що призводить до виснаження захисних можливостей організму, внаслідок чого виникають порушення кровообігу, дихання, обміну речовин є причинами шокового стану. Спричиняти розвиток шоку можуть голод, спрага, переохолодження, перевтома, трясіння в момент транспортування після травми тощо.

Ознаками шоку є: блідість, холодний піт, розширені зіниці, посилене дихання і прискорений пульс, зниження артеріального тиску. При важкому шоку — блювання, спрага, попелястий колір обличчя, посиніння губ, мочок вух, кінчиків пальців. Інколи може спостерігатися мимовільне сечовиділення.

Потерпілий байдужий до оточення, але свідомість зберігає, хоча можливі випадки короткочасної непритомності.

Запобіганням розвитку шоку є своєчасна та ефективна відповідна допомога, яка надається при пораненні, що спричинило появу шоку.

Коли є підозра на удар у живіт та пошкодження черевної порожнини, не можна потерпілому давати пити.

Раптова недостатність кровонаповнення мозку під впливом нервово-емоційного збудження, страху, падіння тіла, болю, нестачі свіжого повітря тощо призводить до запаморочення. Ці фактори спричиняє рефлекторне розширення м'язових судин, внаслідок чого знекровлюється мозок. Запаморочення є перехідним станом до непритомності.

Ознаками запаморочення є: блідість обличчя, дзвін у вухах, потемніння в очах, холодний піт, головокружіння, слабке наповнення пульсу, поверхневе дихання. Як правило, памороки швидко минають.

Перша допомога при запамороченні надається у такий спосіб: покласти потерпілого в горизонтальне положення; розстебнути комір; забезпечити надходження свіжого повітря; дати понюхати нашатирний спирт на ваті. Коли потерпілий у свідомості, дати йому гарячий чай, каву. Людину, що знепритомніла, не можна намагатися напоїти.

Раптова недостатність кровонаповнення мозку під впливом нервово-емоційного збудження, страху, падіння тіла, болю, нестачі свіжого повітря тощо призводить також і до непритомності"

Характерною ознакою непритомності є раптовість, але інколи перед нею бувають запаморочення, блювання, позиви до блювання, слабкість, позіхання, посилене потовиділення. У цей період пульс прискорюється, артеріальний тиск знижується. Під час непритомності пульс уповільнюється до 50...40 ударів на хвилину. Велику небезпеку для життя потерпілого під час непритомності становить западання язика і потрапляння блювотних мас у дихальні шляхи, що призводить до їх закупорювання.

Перша допомога при непритомності включає такі дії: потерпілого треба покласти на спину; трохи підняти (на 15–20 см) нижні кінцівки для поліпшення

кровообігу мозку; вивільнити шию і груди від одягу, який їх ущільнює; поплескати по щоках і побризкати обличчя та груди холодною водою; дати понюхати нашатирний спирт. Якщо потерпілий починає дихати з хрипінням або дихання немає, треба перевірити, чи не запав язик. У крайньому разі вживаються заходи щодо оживлення.

Травматичне пошкодження тканин і діяльності мозку внаслідок падіння на голову, при ударах і стисненні голови може призвести до струсу мозку. При цьому можуть виникати кровотечі, крововиливи і набряк мозкової тканини. Інколи такі пошкодження поєднуються з переломом кісток черепа.

Ознаками струсу мозку є миттєва втрата свідомості, яка може бути короткочасною або тривати кілька годин, а то й кілька днів; можуть спостерігатися порушення дихання, пульсу; нудота, блювання; порушення чутливості; втрата мови; судоми, параліч та ін.

При таких станах допомога має надаватися дуже обережно, щоб не погіршити стан потерпілого. Потерпілого ні в якому разі не можна намагатися напоїти! При першій можливості його треба негайно транспортувати до лікувального закладу у супроводі особи, яка вміє надавати допомогу для оживлення.

Засвоєння знань з прийомів надання першої долікарської допомоги постраждалим у надзвичайних ситуаціях і є однією з найважливіших складових підготовки працівників служби цивільного захисту України.

РОЗДІЛ 8 ЕКОЛОГІЯ

8.1. Загальна характеристика впливів транспорту на екосистеми

Транспортно-дорожній комплекс (ТДК) є найважливішим складовим елементом економіки України. Однак функціонування транспорту супроводжується потужним негативним впливом на природу.

Транспорт – один з основних джерел забруднення атмосферного повітря. Його частка в загальному обсязі викидів забруднюючих речовин в атмосферу від стаціонарних та рухомих джерел по Україні становить 38%, що вище, ніж частка кожної з галузей промисловості.

За видами транспорту викиди забруднюючих речовин розподіляються наступним чином: 58% від загального викиду припадає на автомобільний транспорт, 25% - на залізничний, 14% - на дорожньо-будівельний комплекс, близько 2% - на повітряний транспорт і менше 1% - на річковий і морський.

Споживання водних ресурсів на потреби транспорту невелика і складає 1,2% від сумарного обсягу водокористування в Україні. Землі, зайняті під потреби транспорту складають 12,5% від загальної площі земель несільськогосподарського призначення.

Таким чином, вплив транспорту на екосистеми виражається [46]:

в забрудненні атмосфери, водних об'єктів і земель, зміні хімічного складу ґрунтів і мікрофлори, освіті виробничих відходів, в тому числі токсичних та радіоактивних, шлаків, замазучення ґрунту, котельних шлаків, золи і сміття;

в споживанні природних ресурсів: атмосферного повітря, необхідного для протікання робочих процесів у двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) транспортних засобів; нафтопродуктів і природного газів, які є паливом для ДВЗ; води для систем охолодження ДВЗ, мийки транспортних засобів, виробничих і побутових потреб підприємств транспорту; земельних ресурсів, відчужуваних під

будівництво авто і залізниць, аеропортів, трубопроводів, річкових і морських портів і інших об'єктів інфраструктури транспорту;

у виділенні тепла в навколишнє середовище при роботі ДВЗ та паливо-спалюють установки в транспортних виробництвах;

у створенні високих рівнів шуму та вібрації;

в можливості активізації несприятливих природних процесів типу водної ерозії, заболочування місцевості, активізації селевих потоків, зсувів, обвалів;

в травматизм і загибелі людей, тварин, нанесенні великої матеріальної шкоди при аваріях і катастрофах;

в руйнуванні ґрунтово-рослинного покриву і зменшенні врожайності сільськогосподарських культур.

Діяльність транспортних підприємств пов'язана зі здійсненням перевезень, вантажно-розвантажувальних операцій, зберіганням вантажів та виконанням робіт з технічного обслуговування і ремонту рухомого складу і шляхів сполучення. Вплив транспорту на навколишнє середовище виявляється, перш за все, в процесі перевезень, при якому споживаються в великій кількості паливно-енергетичні ресурси і відбувається значне виділення забруднюючих речовин. Частка рухомих джерел у забрудненні атмосфери, води і ґрунту істотно вище (93,8%), ніж стаціонарних джерел (6,2%).

Основними споживачами природних ресурсів і джерелами забруднення навколишнього середовища є транспортні засоби. Наприклад, один вантажний автомобіль при річному пробігу 15 тис. км спалює 1,8 т бензину, на отримання якого потрібно близько 3 т нафти. Для утворення нормальної горючої суміші в двигуні на 1 кг бензину необхідно 15 кг повітря.

Забруднення атмосфери відбувається в результаті спалювання палива. Хімічний склад викидів залежить від виду та якості палива, способу спалювання в двигуні і його технічного стану.

Транспортні засоби для своєї роботи використовують в основному паливо, що отримується з нафти. Продуктами повного згоряння палива є вуглекислий газ, водяна пара і діоксид сірки. При недостатньому надходженні кисню відбувається неповне згоряння, в результаті чого замість вуглекислого газу утворюється

чадний газ (CO). Найбільш несприятливими режимами роботи є малі швидкості і «холостий хід» двигуна, коли в атмосфері викидаються забруднюючі речовини у кількостях, які значно перевищують викид на навантажувальних режимах. Технічний стан двигуна безпосередньо впливає на екологічні показники викидів. Відпрацьовані гази бензинового двигуна з неправильно відрегульованим запалюванням з карбюратором містять оксид вуглецю в кількості, що перевищує норму в 2-3 рази.

Відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання містять близько 200 компонентів. Період їх існування триває від декількох хвилин до 4-5 років. За хімічним складом і властивостями, а також характером впливу на організм людини їх об'єднують у вісім груп [47].

Негативний вплив на екосистеми справляють не тільки розглянуті компоненти відпрацьованих газів двигунів, виділені у вісім груп, але й самі вуглеводневі палива, масла й змащення. Володіючи великою здатністю до випаровування, особливо при підвищенні температури, пари палив і олів розповсюджуються в повітрі і негативно впливають на живі організми. У місцях заправки транспортних засобів паливом і маслом відбуваються випадкові розливи і навмисні зливи відпрацьованого масла прямо на землю або у водойми. На місці масляної плями тривалий час не виростає рослинність. Нафтопродукти, що потрапили у водойми, згубно впливають на їх флору і фауну.

Забруднення навколишнього середовища стаціонарними джерелами, які забезпечують ремонт транспортних засобів, допоміжних виробництв, будівель і споруд господарсько-побутового призначення (котелень, готелів, вокзалів, їдалень, заправних станцій, паливних складів), місць стоянок транспорту.

Процеси технічного обслуговування і ремонту рухомого складу вимагають енергетичних витрат і пов'язані з великим водоспоживанням і скиданням забруднюючих речовин у водойми, викидом забруднюючих речовин в атмосферу і утворенням відходів, у тому числі токсичних [48].

8.2. Шляхи зниження шкідливих впливів транспорту на довкілля

В процесі експлуатації, технічного обслуговування і ремонту рухомого складу автотранспорту на АТП утворюються різні промислові відходи, які за певних умов чинять шкідливий вплив на довкілля. Визначено і широко впроваджуються в АТП заходи, щодо зменшення шкідливого впливу виробничих відходів на навколишнє середовище [49].

Рациональна організація збирання, зберігання і повторного використання на АТП відцьованих нафтопродуктів має велике екологічне і економічне значення. Вона має можливість не лише запобігати забрудненню довкілля нафтопродуктами, але і забезпечує раціональне споживання вихідної сировини їх виробництва - нафти.

Встановлено три групи збирання спрацьованих нафтопродуктів:

- Оливи моторні спрацьовані – сюди входять і моторні оливи, які використовуються в трансмісіях в суміші з індустріальними мастилами.
- Суміші нафтопродуктів відпрацьовані – маються на увазі ті, що застосовуються як миючі рідини: бензин, керосин, дизельне паливо, трансмісійні оливи і т. ін.
- Мастила індустріальні відпрацьовані – разом з виділеними із спрацьованих емульсій, суміші індустріальних мастил, турбінних, компресорних і т. ін.

Найефективнішими є стаціонарні пости для зміни олив і промивання двигунів із спеціальними пристроями, які надають можливість механізувати процес зливання спрацьованих олив і промивних рідин. З метою забезпечення якісного збирання спрацьованих олив і промивних рідин на АТП мають бути обладнані пункти збору. Розміщують їх при складах паливно-мастильних матеріалів або на постах заміни мастил і промивки двигунів.

Зібрані за групами нафтопродукти мають бути направлені на підприємства, які спеціалізуються на збиранні нафтопродуктів та їх подальшій переробці.

До стічних вод відносяться води, які в процесі використання забруднюються різними компонентами. Це води, що використовуються в миючих установках для зовнішнього миття автомобілів та їх окремих агрегатів, на фарбувальних ділянках, а також дощові води, які забруднюються різними компонентами з території автопідприємства. Тому в загальному випадку стічні води в своєму складі мають нафтопродукти, поверхнево-активні речовини миючих засобів, залишки фарби і розчинників, а також пісок, глину і інші тверді частки. Природно, що без відповідного очищення стічні води не можуть направлятись в водойми чи каналізацію та використовуватись в оборотному водопостачанні. Такі води мають певні санітарно-технічним вимогам, до яких відносяться [50]:

- гранично допустима концентрація (ГДК) нафтопродуктів має встановлювати 25 мг/л;
- біохімічна потреба в кисні (БПК), тобто масова концентрація кисню, необхідна для окислення органічних речовин в стічних водах аеробними бактеріями при 20°C не повинна перевищувати 50 мг/л;
- хімічна потреба в кисні (ХПК), тобто масова концентрація кисню, необхідна для окиснення органічних речовин, необхідна для повного окиснення забруднень не повинна перевищувати БПК більш як в 1,5 рази;
- водневий показник кислотності та лужності рН повинен знаходитись в межах 6,6 – 8,5;
- загальна концентрація солей в стічних водах не повинна перевищувати 10 г/л;
- гранично допустимі концентрації синтетичних поверхнево-активних речовин – 20 мг/л.

Для забезпечення таких вимог стічні води автопідприємства проходять очищення на очисних спорудах. Основним в цьому процесі є очищення води, що використовувалась для мийки автомобілів. Як правило, процес очищення включає етапи очищення води від піски, глини і інших твердих частинок. очищення води

від нафтопродуктів та утилізацію видалених забруднень. Розроблені типові проекти очисних споруд і установок.

Одним з сучасних напрямків покращення очищення стічних вод миючих установок є біохімічне очищення води, яке дозволяє значно збільшити термін використання води при зворотному водопостачанні. Такий метод очищення води був розроблений і впроваджений в Жмеринському АТП. Суть методу полягає в використанні властивості, води до самоочищення, що здійснюється мікроорганізмами, які є у воді і ґрунті. Після очищенні забрудненої води від механічних домішок в очисних спорудах її подальше освітлення і біохімічне очищення здійснюється у відстійниках активним мулом – бактеріями. За даними, отриманими в названому автопідприємстві концентрація нафтопродуктів зменшуються з 10,8 – 14,6 мг/л до 1,2 – 1,5 мг/л, біохімічна потреба в кисні з 88 – 244 мг/л до 4,2 – 7,5 мг/л.

Висновки. Одними з основних процесів, які створені людиною і шкідливо впливають на стан довкілля, є процеси, пов'язані з отриманням енергії в різних формах. Проблема зменшення забруднення довкілля є дуже складною. Одна з багатьох галузь, функціонування яких пов'язане з цією проблемою є транспорт, в першу чергу – автомобільний. Основними джерелами енергії на транспортних засобах є двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Під час роботи цих двигунів, у процесі технічного обслуговування і ремонту автомобілів у довкілля надходить велика кількість шкідливих речовин. Особливо відчутним є забруднення довкілля в містах і населених пунктах, де, в основному, зосередженні транспортні засоби.

Проблема зниження шкідливого впливу автомобільного транспорту на довкілля є комплексною. Тому у даній роботі детально розглянуто забруднення довкілля автомобільним транспортом та можливі шляхи його зменшення.

Не можна сказати, що питанню забруднення транспортом не приділяється ніякої уваги. Все більше звичайні поїзди замінюються електровозами, розробляються й вже випускаються автомобілі на акумуляторних батареях, при сучасних темпах прогресу можна сподіватися на те що незабаром з'являться й екологічно чисті авіаційні і ракетні двигуни.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Завданням дипломної роботи магістра було: для створення ефективного міні-енергозасобу малої потужності розрахувати його конструктивні та кінематичні параметри, зокрема приводні механізми. Поставлена задача успішно вирішена при компонованні таких основних вузлів: двигун (силовий агрегат) КМЗ, КПП (силова) – ГАЗ-51 та міст ведучий УАЗ-469.

При виконанні розрахунку проміжних ланок отримані такі результати: діаметр карданного вала проміжної ланки 16 мм; перевірочний розрахунок цапф хрестовин показав, що їх міцність від дії згинного моменту забезпечується і напруження становить 74.3 МПа при допустимому 90 МПа; при розрахунку додаткової опори її діаметр повинен становити 30 мм; перевірка міцності болтового з'єднання показала, що чотири болти М12 забезпечують передачу крутного моменту від КПП до головної передачі на обидвох зірочках. Крім того проведені розрахунки кінематичних параметрів енергозасобу, визначено мінімальну-максимальну швидкості, а також крутні моменти при цьому; встановлені параметри поперечної і поздовжньої стійкості енергозасобу. Розрахунок зусилля на штоці гідроциліндра показав, що воно максимальне становить 6240 Н, тиск в гідросистемі при цьому рівний 2,21 МПа.

Пророблено питання економічної ефективності і річний економічний ефект складає 14720 грн, термін окупності при цьому 3,37 роки.

В роботі також пророблено питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, екології.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. „Новини агротехніки”, №4, 2001.
2. „Новини агротехніки”, №4, 2000.
3. Гопоненко В.С., Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини та їх використання; 4-те вид., доп. і перероб.-К.: Урожай, 1982.- 312 с.
4. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины.- М.: Машиностроение. 1987.- 527 с.
5. Каталог-довідник: машини і обладнання для агропромислового комплексу. К.: Асоціація „Прома”, 2002. – 190 с.
6. Мотоцикл «Днепр 11». Руководство по эксплуатации. Внешторгиздат, 1992.- 104 с.
7. Лызо Г.П., Лызо А.П., Ломовский В.А. Тракторы, автомобили, двигатели.- М.: Высшая школа, 1962. – 482 с.
8. Орлов Е.Н., Варченко Е.Р. Автомобили УАЗ. Техническое обслуживание и ремонт. – М.: Высшая школа, 1981. – 362 с.
9. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
10. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
11. Детали машин и механизмов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие / Д.В. Чернилевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. -328с.
12. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
13. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. – 100 с.

14. Рибарук В.Я. Сільськогосподарські машини. Практикум з розрахунку і дослідження робочих процесів. - Львів; За вільну Україну, 1998. - 263 с.
15. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И, Султан-Шах Е.Г. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. - М: Машиностроение, 1980. - 565 с.
16. Листопад Г.Е., Семенов А.Н., Демидов Т.К. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. - М.: Колос, 1976. - 751 с.
17. Клецкин М.И.. Справочник конструктора с/х машин. В 4-х томах. - М.: Машиностроение, 1969.
18. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: «Машиностроение», 1979.- 704 с.
19. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. - К.:Вища школа, 1974. - 304 с.
20. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: «Наука». 1976.- 648 с.
21. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Наука, 1979. – 560 с.
22. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Сільськогосподарські машини та знаряддя для рослинництва» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього рівня «бакалавр» / А.В. Бабій. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. Частина 1, 2018. – 48 с.
23. Rybak T. I., Babii A. V., Bortnyk I. M., Tsion G. B., and Konovalenko S. I. Estimation of resource of frame steel sections of barbell field sprinklers // Materials Science. - 2019. 55, No 6.– P. 68–74.
24. Цехнович Л.І. Деталі машин. Збірник задач: Навч. посібник. – К.: Вища школа, 1993. – 124 с.
25. Андрейків О.Є. Оцінювання залишкового ресурсу тонкостінних елементів конструкцій з короткими корозійно-втомними тріщинами / О.Є. Андрейків, А.Р. Лисик, Н.С. Штаюра, А.В. Бабій // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2017. – № 4. – С.84-90.

26. Бабій А.В. Дослідження кінематичних параметрів зерноавантажувача / А.В.Бабій, І.М. Процишин; А.Ф. Данчук // Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 27–28 листоп. 2019.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ТНТУ, 2019. – С. 43.
27. Аллик О.А. САПР. Системы автоматизированного проектирования изделий и технологических процессов в машиностроении. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986. – 319 с.
28. Гавриш А.П., Ефремов А.И. Автоматизация технологической подготовки машиностроительного производства. – К.: Техника, 1982. – 215с.
29. Яньков В.Ю. Лабораторный практикум по Маткаду. Модуль 3 Моделирование в Маткаде. Для преподавателей, аспирантов и студентов технических, технологических и экономических специальностей всех форм обучения. М., МГУТУ, 2009. – 68 с.
30. Горбацевич А. Ф. и другие. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. - Минск: Высшая школа, 1983. - 288 с.
31. Бабук В. В. Дипломное проектирование по технологии машиностроения. — Минск: 1979.-461 с.
32. Данилевский В. В. Справочник молодого машиностроителя. М.: Высшая школа, 1973. – 647с.
33. Справочник технолога - машиностроителя. В двух томах., Том 2., Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985 – 495 с.
34. Н. А. Нефедов, К. А. Осипов. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. М.: Машиностроение 1990 - 445 с.
35. Режимы резания металлов. Справочник под ред. Ю. В. Барановского. - М.: Машиностроение 1972. – 407 с.
36. Матрин Ю.Н., Малахов И.Н. Выбор и оптимизация технико-экономических показателей машин.- Москва. 1987. - 140 с.

37. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: ВНИИПИ, 1986. – 52 с.
38. ГОСТ 23728-88. Методи економічної оцінки. Техніка сільськогосподарська.
39. Великанов К.М. Расчет экономической эффективности новой техники. - 2-е издание .Москва. 1990. - 420с.
40. Автухов А.Г., Гряник Г.В. Охорона праці в сільському господарстві. – К.: Урожай, 1972. – 216 с.
41. Жидецький ВМ. Основи охорони праці / В.Ц. Жидецький — Л.: Афіша, 2005. — 349 с.
42. Законодавство України про охорону праці : у 4 т. — К.: Основи, 1995. — 698 с.
43. Купчик МЛ. Основи охорони праці / М.М. Купчик, М.П. Ганзюк, І.Ф. Степанець [та ін.] — К.: Основи, 2000.— 416 с.
44. Желібо Є.П., Заверуха Н.М., Зацарний В.В. Безпека життєдіяльності: Навчальний посібник / За ред. Є.П. Желібо, В.М.Пічі. - Львів: „Новий світ-2000”, 2002. – 328 с.
45. Джигирей В.С., Жидецький В.Ц. Безпека життєдіяльності. Навчальний посібник .- Вид. 3-тє, доповнене. - Львів: Афіша, 2000. – 256 с.
46. Злобін Ю.А. Основи екології.- К.: Лібра, 1998. – 249.
47. Корсак К.В., Плахотнік О.В. Основи екології, - К.: МАУП, 2000. – 238 с.
48. Кучерявий В.П. Екологія, - Львів: Світ, - 500 с.
49. Денисов В.Н.; Рогалев В.А. «Проблеми екологізації автомобільного транспорта» - С-П., ЭКО, 2004 г. – 194с.
50. Потіш А.Ф., Медвідь В.Г., Гвоздецький О.Г., Козак З.Я. Екологія: Основи теорії і практикум. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – Львів: «Новий світ», «Магнолія плюс», 2003. – 296 с.