

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ  
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

## Пояснювальна записка

до дипломної роботи

магістра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство  
Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс  
автомобілів»

на тему: «Підвищення ресурсу роботи механічної коробки  
передач автомобіля Шеві-Ніва»

Шифр ***МРТАМ 2116110. 000 ПЗ***

Виконав: студент 2-го курсу, група МТВАм 20-1

  
Підпис

В.В. Яковичин  
Ініціали, прізвище

Керівник *к.т.н., доц. каф. ТАМ.*

  
Підпис

О.П. Бабак  
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ *д.т.н., проф.*

  
Підпис

О.В. Диха  
Ініціали, прізвище

6 12 2021 р.

# ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство»

Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ТАМ

проф., д.т.н. Диха О.В.

21 жовтня 2021 року

## **ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Яковшину Вадиму Володимировичу

Прізвище, ім'я, по батькові

Тема проекту (роботи) \_\_\_\_\_

Вдвіщення ресурсу роботи механічної коробки передач автомобіля Шеві-  
това

Рівень проекту (роботи) Бабак Олег Петрович к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 25 серпня 2021р. № 102 (25)

Строк подання студентом проекту на кафедру 10 грудня 2021 року

Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення  
осліджуваних деталей; нормативно – технологічна документація по розбиранню,  
ефектації, складанню і регулюванню вузла тертя; вимоги з охорони праці і безпеки  
роботи при виконанні ремонтних робіт; техніко – економічні показники роботи  
виріємства.

Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз і стан питання; 2 Технологічна частина; 3. Конструкторська частина; 4.  
технологічний процес складання вторинного вала коробки передач; 5. Техніко-  
економічна оцінка розробленої коробки передач; 6. Безпека та екологічність ділянки  
складання вторинного вала.

Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень) \_\_\_\_\_

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на  
лайдах

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання\_----

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Приміт
1	<i>Літературний огляд</i>	<i>30.09.2021</i>	
2	<i>Технологічний розділ</i>	<i>25.10. 2021</i>	
3	<i>Дослідницький розділ</i>	<i>15.11. 2021</i>	
4	<i>Оформлення розрахунково-пояснювальної записки</i>	<i>22.11. 2021</i>	
5	<i>Оформлення презентації магістерської роботи</i>	<i>1.12. 2021</i>	
6	<i>Нормоконтроль магістерської роботи</i>	<i>5.12. 2021</i>	
7	<i>Підписання розділів. Затвердження дати захисту</i>	<i>10.12. 2021</i>	

Студент

  
Підпис

Керівник проекту (роботи)

  
Підпис

**Яковишин В.В.**

Ініціали, прізвище

**Бабак О.П.**

Ініціали, прізвище

## РЕФЕРАТ

На тему «Підвищення ресурсу роботи механічної коробки передач автомобіля Шеві-Ніва»

Обсяг пояснювальної записки – 100 сторінок, кількість рисунків - 22, таблиць - 19, додатків, кількість джерел згідно із переліком посилань - 20.

Ключові слова: ПРОЕКТ, ДІЛЯНКА, АВТОПАРК, СТЕНД, ПЛОЩА, ГАРАЖ, РОЗРАХУНОК, ВИТРАТИ.

Автомобілі повинні бути не тільки надійні, безпечні, довговічні але й комфортабельні. Усе це вимагає, щоб вузли й агрегати були відмінно сконструйовані й виготовлені.

Експлуатаційні властивості й надійність створюваного транспортного засобу в значній мірі залежать від характеристик трансмісії.

Об'єктом дослідження є проект на ділянку з ремонту та випробування КПП.

Мета роботи – розробка проекту на ділянку з ремонту та випробування КПП.

У процесі роботи створено проект на окрему ділянку, здійснено розрахунки за потребою обладнання, з розробкою стенду ремонту КПП, розраховано виробничу площу ділянки.

В результаті було проведено реконструкцію виробничих площ існуючого гаража, з ремонтною ділянкою.

Проект на ділянку з ремонту та випробування КПП можуть застосувати до створення ділянки

Мета та завдання дослідження. Метою дослідження є покращення виробничої діяльності автотранспортної ділянки, зниження витрат на ремонт шляхом розробки ділянки з ремонту та випробування коробок змінних передач автомобілів автотранспортного цеху.

Для досягнення поставленої мети визначено завдання дослідження:

Технологічний розрахунок ділянки з ремонту та випробування КПП.

Підбір та обґрунтування обладнання для забезпечення робіт на ділянці з ремонту та випробування коробок змінних передач автомобілів;

Розробка та розрахунок стендів з ремонту та випробування КПП.


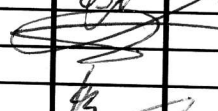


Визначення заходів з охорони праці та промислової безпеки, НС.

Техніко-економічна оцінка розроблених рішень щодо розробки проекту ділянки з ремонту та випробування КПП.

## Зміст

Вступ.....	5
1 Аналіз і стан питання.....	7
1.1 Призначення коробок передач.....	7
1.2 Огляд і тенденції розвитку коробки передач.....	12
1.3 Вибір і обґрунтування прийнятого варіанта конструкції.....	23
2 Технологічна частина.....	25
2.1 Організація технічного діагностування КПП автомобілів.....	25
2.2 Технічне діагностування та ремонт КПП.....	26
2.3 Аналіз пристрою стендів для ремонту та випробування коробок передач автомобіля.....	29
2.4 Розрахунок стенду випробування КПП.....	30
2.5 Опис стенда, що розробляється.....	33
3 Конструкторська частина.....	38
3.1 Тягово-динамічний розрахунок автомобіля.....	38
3.1.1 Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна...39	39
3.1.2 Підбір шин.....	40
3.1.3 Визначення передаточних чисел коробки передач.....	41
3.2 Тяговий баланс автомобіля.....	42
3.2.1 Визначення динамічної характеристики автомобіля.....	42
3.2.2 Баланс потужності автомобіля.....	45
3.2.3 Розгін автомобіля. Прискорення при розгоні.....	45
3.2.4 Час і шлях розгону.....	47
3.2.5 Розрахунок паливно-економічної характеристики автомобіля..49	49
3.3 Розрахунок кінематики шес'їрень заднього ходу.....	50

MP TAM 2118172. 000 ПЗ

Зм.	Арк.	№ доким.	Підпис	Дата				
Розроб.		Яковишин			Підвищення ресурсу роботи механічної коробки передач автомобіля Шеві-Ніва	Літ.	Арк.	Акцизів
Перевір.		Бабак					4	100
Реценз.						ХНУ група МТВАм 20-1		
Н. Конст.		Ридик						
Зашлюбад.		Диха						



## Вступ

Транспорт є одним із найважливіших елементів економіки нашої країни. У світі транспортні послуги забезпечують підвищення ефективності виробництва, нормальне функціонування економіки. Роль автомобільної промисловості дуже велика, вона створює транспорт, що забезпечує життєдіяльність людства. Автомобіль у процесі експлуатації зношує свої агрегати, вузли, витратні матеріали, шкідливий вплив середовища прискорює руйнування матеріалів. Це сприяє появі відмов та несправності, які необхідно усувати у процесі періодичного технічного обслуговування та поточного ремонту. Отже, механізми вимагають своєчасного обслуговування, діагностики та ремонтів у зручному, обладнаному технічно розробленому місці.

Технічна експлуатація автомобіля, це одна з підсистем автомобільного транспорту, що забезпечує працездатність автотранспорту та керуюча його технічним станом. Одним із основних завдань технічної експлуатації автомобілів є підвищення експлуатаційної надійності автомобіля, зниження витрат на утримання автомобіля, його технічне обслуговування та ремонт. Система організації процесів технічного обслуговування та ремонту рухомого складу на автотранспортних підприємствах має всіляко сприяти більш ефективному використанню виробничих фондів підприємства та забезпечувати підвищення рівня технічної готовності автомобільного парку, покращення якості ремонту рухомого складу та зниження собівартості автомобільних перевезень.

Мета та завдання дослідження. Метою дослідження є покращення виробничої діяльності автотранспортної ділянки, зниження витрат на ремонти шляхом розробки ділянки з ремонту та випробування коробок змінних передач автомобілів автотранспортного цеху.

Для досягнення поставленої мети визначено завдання дослідження:

Технологічний розрахунок ділянки з ремонту та випробування КПП.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбір та обґрунтування обладнання для забезпечення робіт на ділянці з ремонту та випробування коробок змінних передач автомобілів;

Розробка та розрахунок стендів з ремонту та випробування КПП.

Визначення заходів з охорони праці та промислової безпеки, НС.

Техніко-економічна оцінка розроблених рішень щодо розробки проекту ділянки з ремонту та випробування КПП.

Темпи автомобілізації: щорічно випускається у світі 55 млн. автомобілів, приріст світового парку автомобілів становить 15-18 млн. од. у рік. У цей час світовий парк автомобілів становить більш 600 млн. од. з них 80% легкові

Автомобілі повинні бути не тільки надійні, безпечні, довговічні але й комфортабельні. Усе це вимагає, щоб вузли й агрегати були відмінно сконструйовані й виготовлені.

Експлуатаційні властивості й надійність створюваного транспортного засобу в значній мірі залежать від характеристик трансмісій.

При проектуванні якого-небудь вузла, механізму, системи, автомобіля, необхідно вибрати аналог, на основі якого вести розробку об'єкта. Спроектований агрегат повинен відрізнятися простотою й технологічністю конструкції, високою ефективністю й надійністю в роботі, зручністю обслуговування й ремонту, мінімальною масою й невеликими габаритами, високим ККД. і т.д. Крім того, конструкцію й параметри механізмів і агрегатів трансмісії слід вибирати з умови забезпечення високої динамічності й паливної економічності, низького рівня шуму усередині й поза салоном автомобіля.

У цей час СП « ГМВАВТОВАЗ» планує встановлювати на автомобіль Шевроле-Нива двигун обсягом  $V=2$  літра. Ціль даної роботи сконструювати коробку передач із поліпшеними споживчими якостями для повнопривідного автомобіля Шевроле-Нива для двигуна із крутним моментом  $M_{\max} = 160$  Нм.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 Аналіз і стан питання

## 1.1 Призначення коробок передач.

Коробка передач призначена для перетворення крутного моменту й частоти обертання, що розвиваються колінчатим валом двигуна для одержання різних тягових зусиль на ведучих колесах при рушанні автомобіля з місця і його розгоні, при русі автомобіля й подоланні різних дорожніх перешкод. Необхідність перетворення визначається характером зміни крутного моменту ДВС, особливістю якого є відносно мала пристосовність до змін зовнішнього навантаження. Коефіцієнт пристосовності двигуна, що представляє відношення максимального крутного моменту двигуна до моменту при максимальній потужності, рівний 1,15—1,25.

Коробка передач дає можливість рухатися з малими швидкостями, які не можуть бути забезпечені ДВС, колінчатий вал який розвиває невисоку мінімально стійку частоту обертання. Коробка передач повинна забезпечити можливість руху заднім ходом і тривале від'єднання двигуна від трансмісії при його пуску, на стоянці, або при русі автомобіля накатом.

Вимоги, пропоновані до конструкції коробок передач

До коробок передач висувають наступні вимоги:

забезпечення необхідних динамічних і економічних якостей автомобіля шляхом правильного вибору передаточних чисел і числа передач;

створення умов для можливості тривалого від'єднання двигуна від трансмісії при нейтральнім положенні;

забезпечення простоти й зручності керування;

створення умов для безшумної роботи;

забезпечення високого ККД

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



крутного моменту й складність компонування на багато приводних автомобілях.

Застосування на автомобілях гідромеханічних передач (ГМП) дозволяє збільшити термін служби двигуна й трансмісії, зменшити число передач механічного редуктора, зменшити частоту перемикаць передач, підвищити прохідність автомобіля й поліпшити його комфортабельності. ГМП у порівнянні з механічними передачами має більш складну конструкцію, підвищені масу й вартість. Заміна механічної передачі гідромеханічною звичайно приводить до деякого погіршення характеристик розгону автомобіля й збільшенню витрати палива. У трансмісіях із ГМП момент від двигуна передається на насосне колесо гідротрансформатора безпосередньо або при необхідності через редуктор. У якості механічного перетворювача в ГМП застосовуються планетарні й вальні ступінчаті редуктори, що дозволяють перемикає передачі при збереженні силового й кінематичного зв'язку трансмісії із двигуном. У цьому випадку фрикційне зчеплення в конструкції відсутнє. Якщо використовується ступінчата коробка передач із перемиканням передач н-розривом потоку потужності, то зчеплення зберігається. Механічна частина трансмісії від ГМП до ведучих коліс звичайно ідентична цієї ж частини механічної трансмісії. Вибір її схеми в основному визначається тими ж міркуваннями, що й у випадку механічної трансмісії.

Електромеханічні й гідрооб'ємні трансмісії є спеціальними й застосовуються на транспортних машинах у тих випадках, коли по комплексу експлуатаційних і конструктивних властивостей, трансмісії перших двох типів не можуть бути застосовані,

Відповідно до вимог забезпечення необхідних динамічних і економічних якостей автомобіля визначаються діапазон передаточних чисел, число передач і передаточні числа.

Діапазон — це частка від розподілу передаточних чисел нижчої й вищої передач. Чим різноманітніші дорожні умови, у яких буде працювати

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автомобіль, і чим менше питома потужність двигуна, тем більшим повинен бути діапазон його коробки передач.

Діапазон сучасних коробок передач становить 3,0—4,5 для легкових автомобілів, 5,0—8,0 для вантажних автомобілів загального призначення й автобусів і 10—20 для автомобілів високої прохідності й тягачів.

У цей час звичайне застосовуються чотирьох-, п'яти- і шести- ступінчатої коробки передач. У вантажних автомобілів великої вантажопідйомності й автомобілів високої прохідності поширені також багатоступінчасті коробки передач із числом ступенів 6—16.

Збільшення числа передач приводить до підвищення ступеня використання потужності двигуна, паливної економічності, середній швидкості руху і як результат — до підвищення продуктивності автомобіля, зниженню собівартості перевезень. З іншого боку, збільшення числа передач ускладнює конструкцію коробки передач; зростають її розміри, вартість, ускладнюється керування.

При ручному механічному приводі швидке й безпомилкове переключення більш п'яти передач на прямому ходу здійснювати важко. Тому верхньою межею числа передач із ручним перемиканням прийнято вважати п'ять передач. Подальше підвищення числа передач викликає необхідність в ускладненні привода або установці додаткової коробки передач зі своїм незалежним приводом, який використовується тільки на певних режимах руху. У ряді коробок передач легкових і вантажних автомобілів застосовують прискорювальну передачу з передаточним числом, меншим одиниці (0,7—0,8), використовувану на гарних дорогах і при порожніх рейсах.

Застосування прискорювальної передачі дозволяє повніше використовувати потужність двигуна, знижує сумарне число обертів колінчатого вала на 1 км шляху, що сприяє зменшенню зношування двигуна й зниженню витрати палива. Однак застосування в кінематичній схемі коробки

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

передач прискорювальної передачі приводить до зменшення ККД у порівнянні з коробками передач із вищою прямою передачею.

До найважливіших факторів, що виявляють вплив на ККД ступінчатих коробок передач, являється правильний вибір кінематичної схеми, від якої залежить число пар зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні при передачі моменту, а також частота обертання, передана потужність, ефективність мастильної системи, точність виготовлення зубчастих коліс і деталей картера.

Основною перевагою трьохвальної коробки передач є наявність прямої передачі, що виходить безпосереднім з'єднанням первинного й вторинного валів. Зубчасті колеса, підшипники й проміжний вал практично не сприймають навантаження, а первинний і вторинний вали передають тільки крутний момент. У цьому випадку зношування й рівень шуму коробки передач мінімальні. Іншою перевагою трьохвальної конструкції коробки передач є відносна простота одержання великого передаточного числа на першій передачі при малій міжосьовій відстані під час роботи двох пар зубчастих коліс, включених послідовно. Недоліком таких коробок є деяке зниження КПД на проміжних передачах.

Двовальні коробки передач мають більш просту конструкцію, низький рівень шуму й підвищений КПД на проміжних передачах. Одним з важливих переваг таких коробок передач є зручність компоновання, а також простота конструкції трансмісії при задньому розташуванні двигуна переднепривідної і повнопривідної конструкціях автомобілів. До недоліків двовальних коробок передач слід віднести відсутність прямої передачі. Тому зубчасті колеса й підшипники й на вищій передачі працюють під навантаженням, що приводить до додаткового зношування, підвищення рівня шуму.

Слід зазначити значні обмеження й в одержанні великого передаточного числа на нижчій передачі ( $U_1 = 4,0 - 4,5$ ). Цей недолік може бути усунутий шляхом зменшення передаточних чисел на вищих передачах з одночасним збільшенням передаточного числа головної передачі.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Планетарні коробки передач у порівнянні із простими коробками конструктивно й технологічно значно складніше. Однак вони мають ряд істотних переваг:

- коробка передає основний потік приводного двигуна паралельними розгалуженими потоками одночасно через кілька полюсів зачеплення, завдяки чому значно підвищується надійність і зносостійкість зубчастих коліс, а отже, і коробки в цілому;
- керування коробкою й синхронізація швидкостей при перемиканні передач забезпечується надзвичайно просто — за допомогою гальм і фрикційних муфт;
- абсолютний потік, переданий коробкою, розділяється на два потоки— переносний і відносний; втрати в полюсах зачеплення пов'язані з відносним потоком, тому в коробці передач можна одержати більш високий ККД;
- коробка співвісна й дуже компактна.

Конструкція двовальної коробки передач багато в чому залежить від того, яке розташування на автомобілі мають двигун і коробки передач — поздовжнє або поперечне. При поперечнім розташуванні коробки передач застосовують циліндричну головну передачу й дистанційний привод перемикання передач, при поздовжньому розташуванні — конічну або гепоїдну головну передачу й безпосередній привід перемикання передач.

## 1.2 Огляд і тенденції розвитку коробки передач.

Трьохвальна коробка передач легкового автомобіля Chevrolet «Niva» (рис. 1.2) — механічна, трьохвальна, п'ятиступінчата, з постійним зачепленням шестірень, синхронізаторами й ручним керуванням (неавтоматична).

Коробка має п'ять передач для руху вперед і одну передачу для руху назад. Шестірні всіх передач (крім заднього ходу) — косозубі, що зменшує шум при роботі коробки передач; шестерні передачі заднього ходу—

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

прямозубі. Передачі для руху вперед включаються за допомогою синхронізаторів, а для руху назад — пересуванням проміжної шестірні заднього ходу. Перемикаються передачі за допомогою важеля, який має три ходи вперед та назад від нейтрального положення. У відлитому з алюмінієвого сплаву картері 7 коробки передач на підшипниках установлені первинний (ведучий) 1, вторинний (ведений) 14 і проміжний вали. Первинний вал виконаний як одне ціле із шестірнею 8, що перебуває в постійнім зачепленні із шестірнею 45 проміжного вала. Проміжний вал складової, складається з вала 44 і блоку шестірень 37. На вторинному валу вільно встановлені шестірні 24, 12, 13 і 16, що відповідають V, III, II і I передачам. Ці шестірні перебувають у постійнім зачепленні з відповідними шестірнями проміжного вала. На вторинному валу також жорстко закріплені маточини синхронізаторів 11, 15 і 22. і шестірня 20 заднього ходу. Проміжна шестірня заднього ходу вільно встановлена на окремій осі. Механізм вибору передач 23, блок шестірень 37 установлено в задній кришці 36, тому що споконвічно коробка була 4х ступінчата.

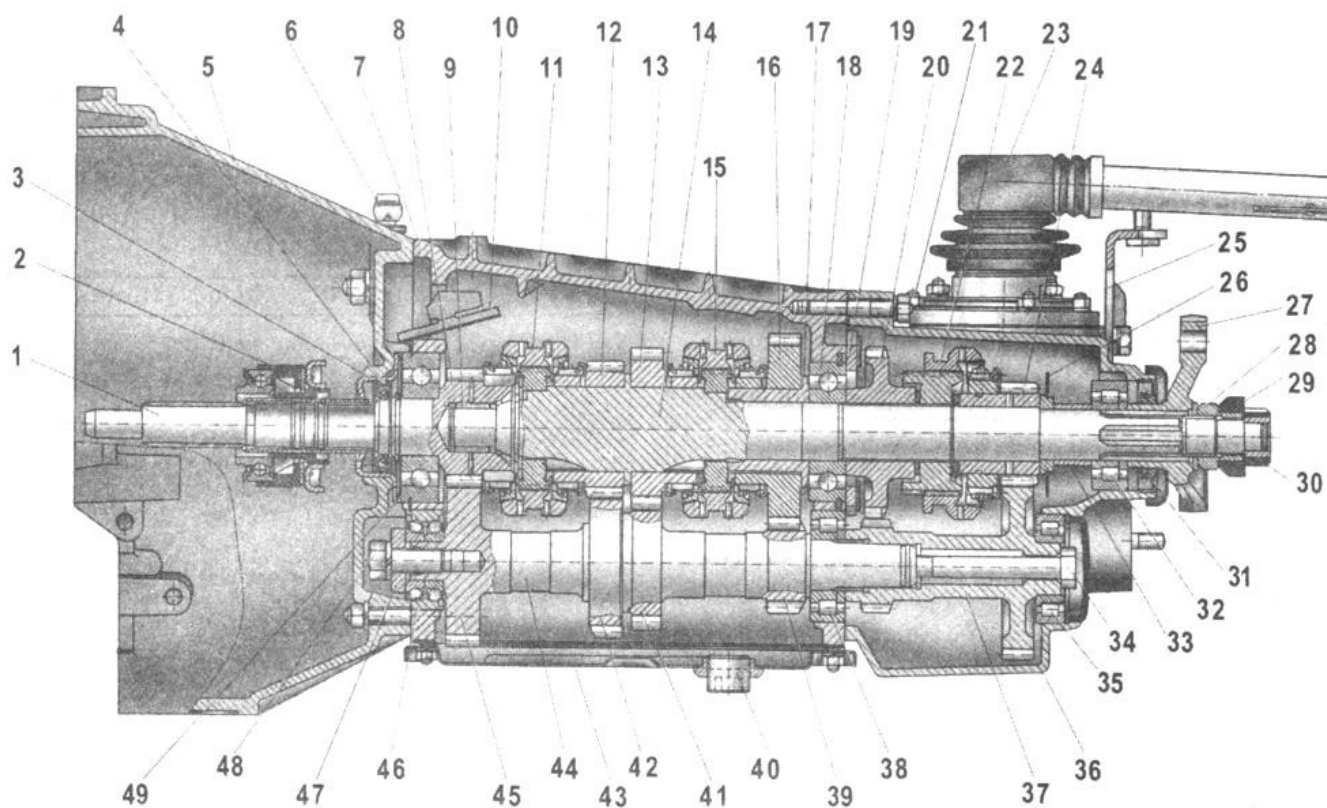


Рисунок 1.2 - Коробка передач автомобіля Chevrolet «Niva»

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

Арк.

14

1 - первинний вал; 2 - муфта вимикання зчеплення; 3 - передня кришка з прямою втулкою; 4 - сальник первинного вала; 5 - картер зчеплення; 6 - сапун; 7 - картер коробки передач; 8 - шестірня постійного зачеплення первинного вала; 9 - голчастий підшипник вторинного вала; 10 - лоток для збору й стоку масла; 11 - синхронізатор III і I передач; 12 - шестірня III передачі; 13 - шестірня II передачі; 14 - вторинний вал; 15 - синхронізатор I і II передач; 16 - шестірня I передачі; 17 - втулка шестірні I передачі; 18 - проміжний підшипник вторинного вала; 19 - стопорна пластина проміжного підшипника; 20 - шестірня заднього ходу; 21 - гайка кріплення механізму вибору передач; 22 - синхронізатор V передачі; 23 - механізм вибору передач; 24 - шестерня V передачі; 25 - кронштейн кріплення опорної пластини; 26 - масло відштовхуюча шайба; 27 - фланець еластичної муфти карданної передачі; 28 - гайка; 29 - ущільнювач кільця, що центрує; 30 - кільце, що центрує; 31 - сальник заднього підшипника вторинного вала; 32 - задній підшипник вторинного вала; 33 - розпірна втулка; 34 - болт блоку шестірень; 35 - підшипник блоку шестірень; 36 - задня кришка коробки передач; 37 - блок шестірень V передачі й заднього ходу; 38 - задній підшипник проміжного вала; 39 - шестірня I передачі проміжного вала; 40 - пробка злиального отвору; 41 - шестірня II передачі проміжного вала; 42 - шестірня III передачі проміжного вала; 43 - нижня кришка коробки передач; 44 - проміжний вал; 45 - шестірня постійного зачеплення проміжного вала; 46 - передній підшипник проміжного вала; 47 - затискна шайба підшипника проміжного вала; 48 - болт затискної шайби; 49 - задній підшипник первинного вала

Трьохвальна коробка передач G40, фірми «ТОУОТА» представлена на рис. 1.3. Коробка механічна, п'ятиступінчата, чотирьох ходова, з постійним зачепленням шестірень, синхронізаторами й ручним керуванням. Суха вага коробки 34 кг, обсяг масла, що заливається, 2,4 літра. Міжцентрова відстань 72 мм. Дана коробка встановлюється на автомобілі із двигунами крутним

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

моментом до 206 Нм і може служити аналогом для розробки модернізованої коробки на автомобіль Шевроле-Нива.

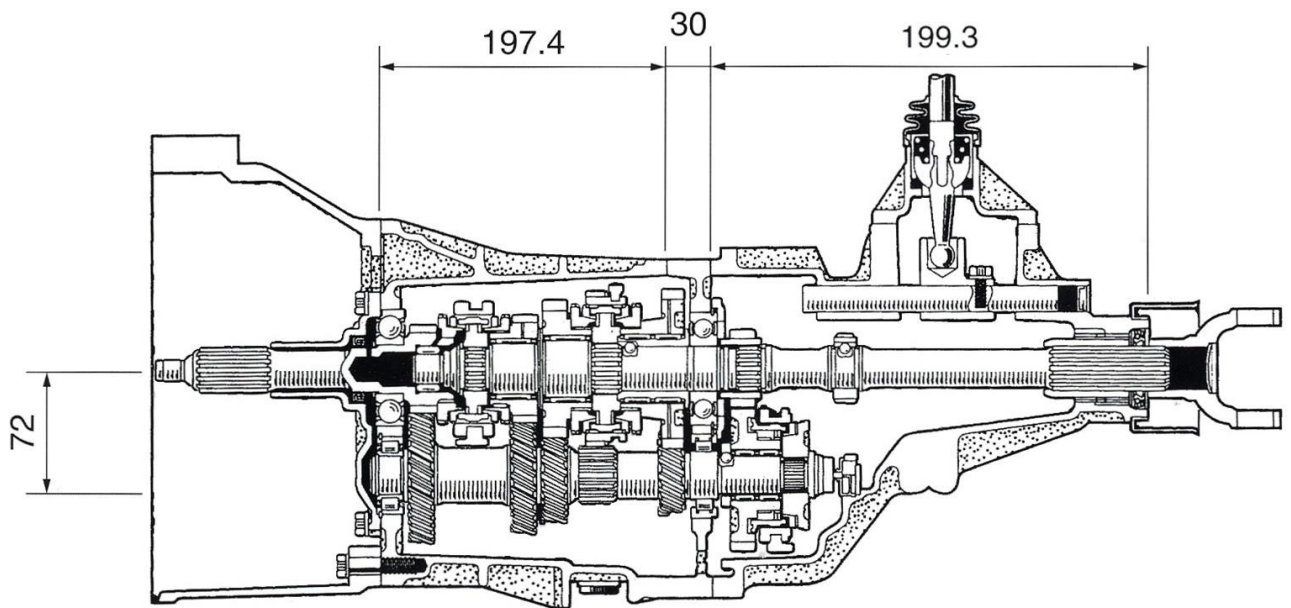


Рисунок 1.3 - Коробка передач G40, фірми «ТОУОТА».

Трьохвальна коробка передач NSG370 повнопривідного автомобіля Jeep Wrangler TJ показана на рис. 1.4. Коробка механічна, шестиступінчата, чотирьох ходова, з постійним зачепленням шестірень, синхронізаторами і ручним керуванням, пряма передача п'ята. Принцип дії даної коробки аналогічний попередньої. Коробка передач встановлюється із двигуном обсягом V 2,4 літра, потужністю 150 к.с. і крутним моментом 224 Нм.

Шестишвидкісна механічна коробка передач (NSG 370)

Передача	1	2	3	4	5	6	Задня
Передатне відношення	4,46	2,61	1,72	1,25	1	0,84	4,06

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

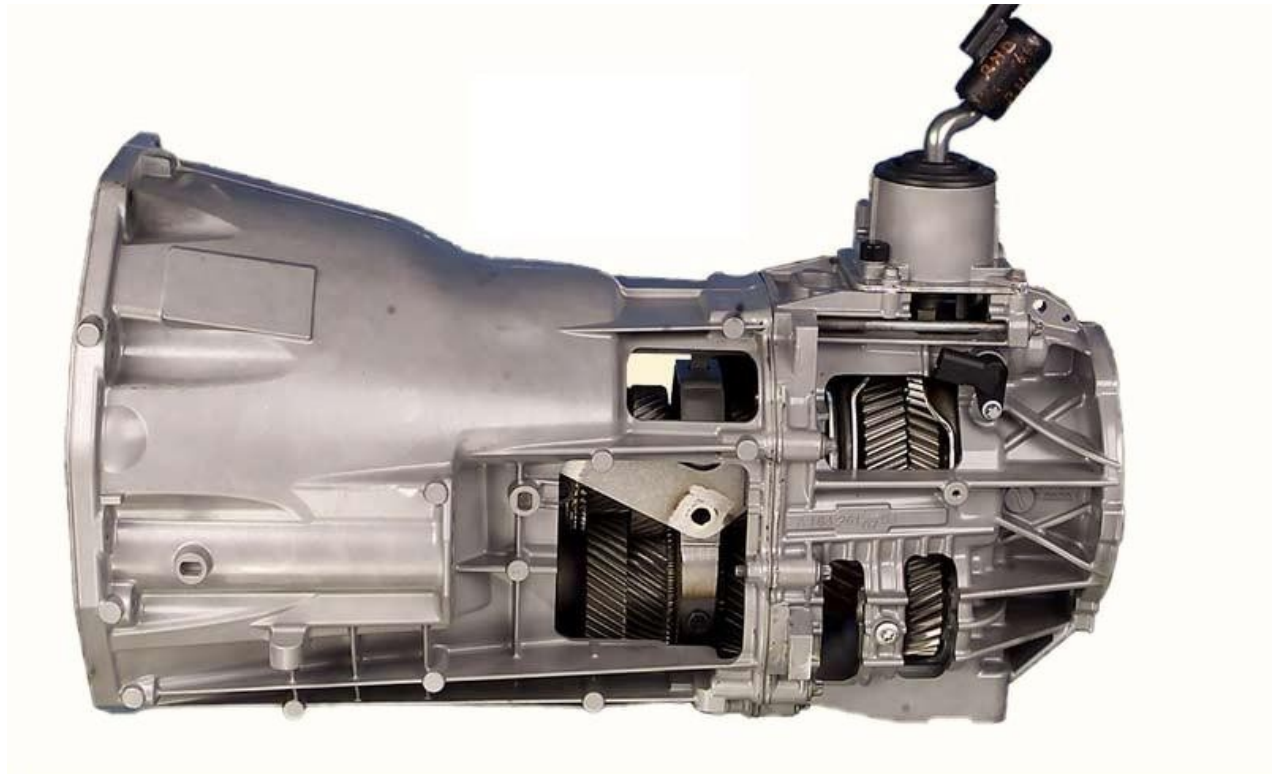


Рисунок 1.4. Коробка передач NSG370 автомобіля Jeep Wrangler TJ.

Коробки передач повнопривідних автомобілів Subaru (Legacy, Impreza, Outback), з попередньо об'єднаної в єдиний блок роздавальною коробкою, представлені на рис.1.5.

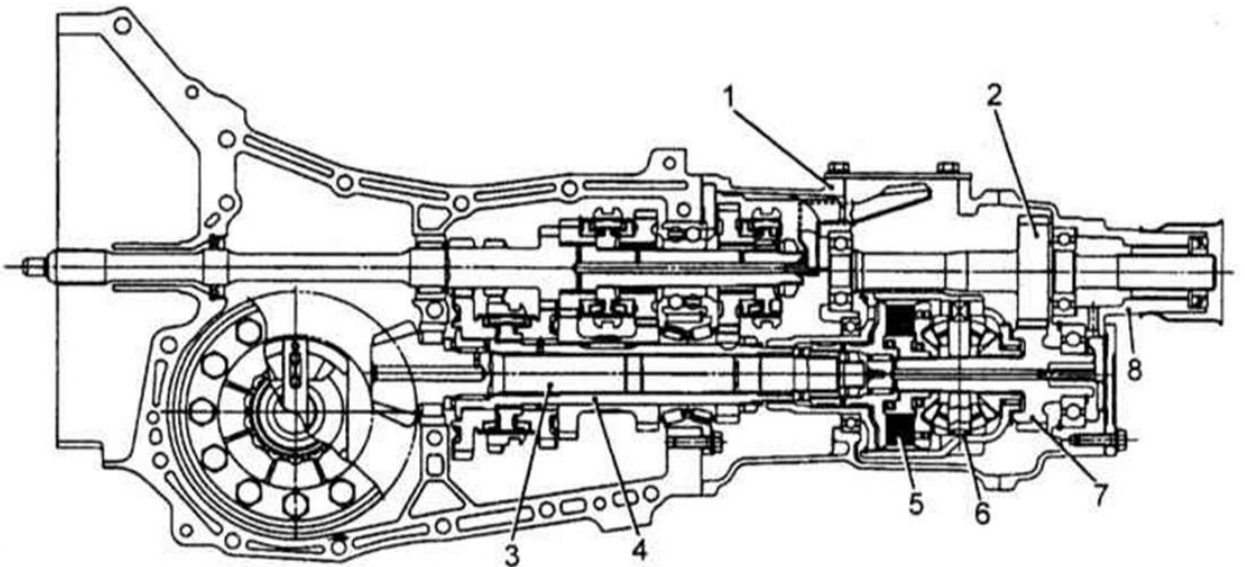


Рисунок 1.5 - Коробка передач повнопривідних автомобілів Subaru  
1 — картер РКПП, 2 — ведена шестірня проміжної передачі привода задніх коліс, 3 — вал провідної шестірні головної передачі, 4 — вторинний вал,

						MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			17

5 — в'язкісна муфта, 6 — міжосьовий диференціал, 7 —привідна шестірня проміжної передачі привода задніх коліс, 8 — подовження.

Коробки використовуються для комплектації моделей з постійним повним приводом. У роздавальній коробці встановлений міжосьовий диференціал і проміжна передача привода задніх коліс. Міжосьовий диференціал оснащений в'язкісною муфтою, встановленою між його вихідними валами. Багато деталей коробок передач повнопривідних моделей, такі як: основний картер, первинний вал, передній диференціал і ін., уніфіковані з деталями коробок, використовуваних на переднепривідних моделях класу Legacy/Impreza/Outback. Крім п'ятиступінчатих випускаються також десятиступінчаті КПП, які крім основного 5- ступінчатого механізму постачені також 2х ступінчатим редуктором, встановлюваним поперед первинного вала, що й дозволяють змінювати загальне передатне відношення коробки шляхом вибору підвищувального або понижувального режиму свого функціонування. На рис. 1.6 представлений коробка передач повнопривідних автомобілів Subaru.

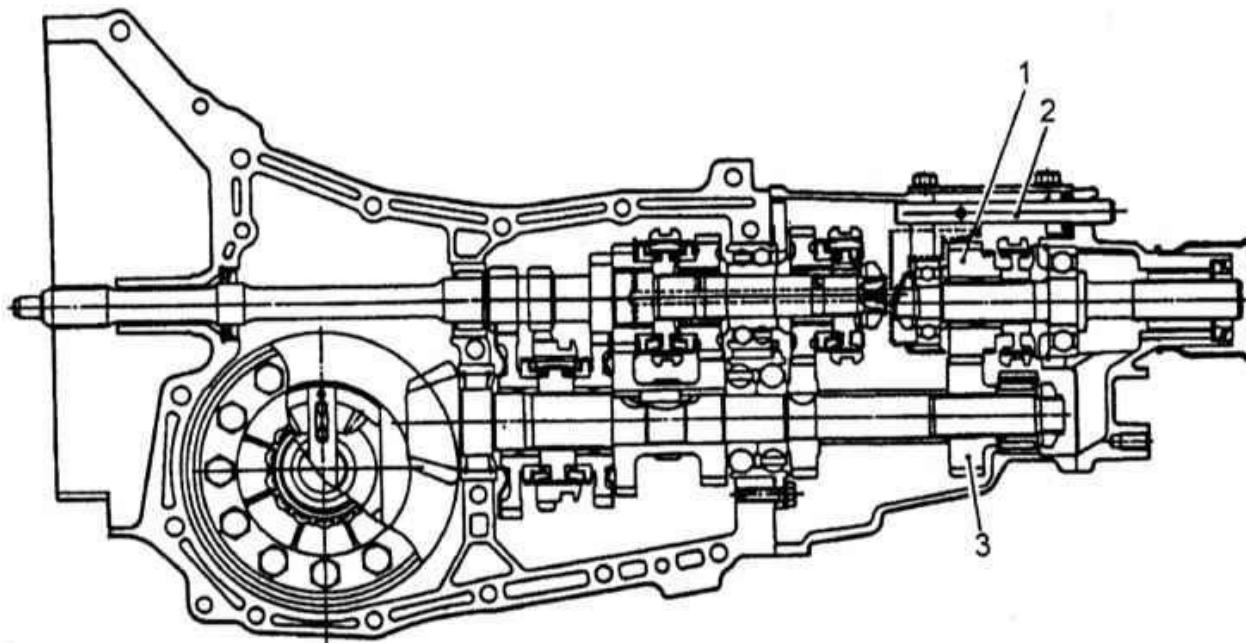


Рисунок 1.6 - Коробка передач повнопривідних автомобілів Subaru

						MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			18

1 — ведена шестірня проміжної передачі привода задніх коліс; 2— шток включення муфти; 3— ведена шестірня проміжної передачі привода задніх коліс.

Варіант коробки передач ф. Subaru, використовуваної для комплектації повнопривідних моделей, що відключається приводом задніх коліс. У коробки передач даного типу встановлена проміжна передача привода задніх коліс із можливістю відключення за допомогою зубчастої муфти. Міжосьовий диференціал у таких коробках не використовується.

Трьохвальна коробка передач автомобіля Mercedes-Benz Sprinter показана на рис. 1.7. Mercedes-Benz Sprinter - лідер європейських продажів у сегменті фургонів повною масою понад 3,5 т. Гама двигунів включає повністю нові 4х циліндрові турбодизельні агрегати OM 651 потужністю 95, 129 і 163 л.с. Вони оснащені системою Common Rail зі збільшеним до 1800 бар тиском упрскування, семи сопловими форсунками четвертого покоління, а також системою турбонадува зі змінюваною геометрією. Суттєво дороблена конструкція і турбодизеля V6 – мотора OM642, що видає на-гора 190 л.с. Крім нових двигунів, Mercedes-Benz Sprinter одержав також нову бти ступінчату А механічну коробку передач ECO Gear. Завдяки широкому діапазону передаточних чисел (5,08:1 на першій до 0,68:1 на шостий) двигун працює при більш низьких обертах, що підвищує паливну економічність машини.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		







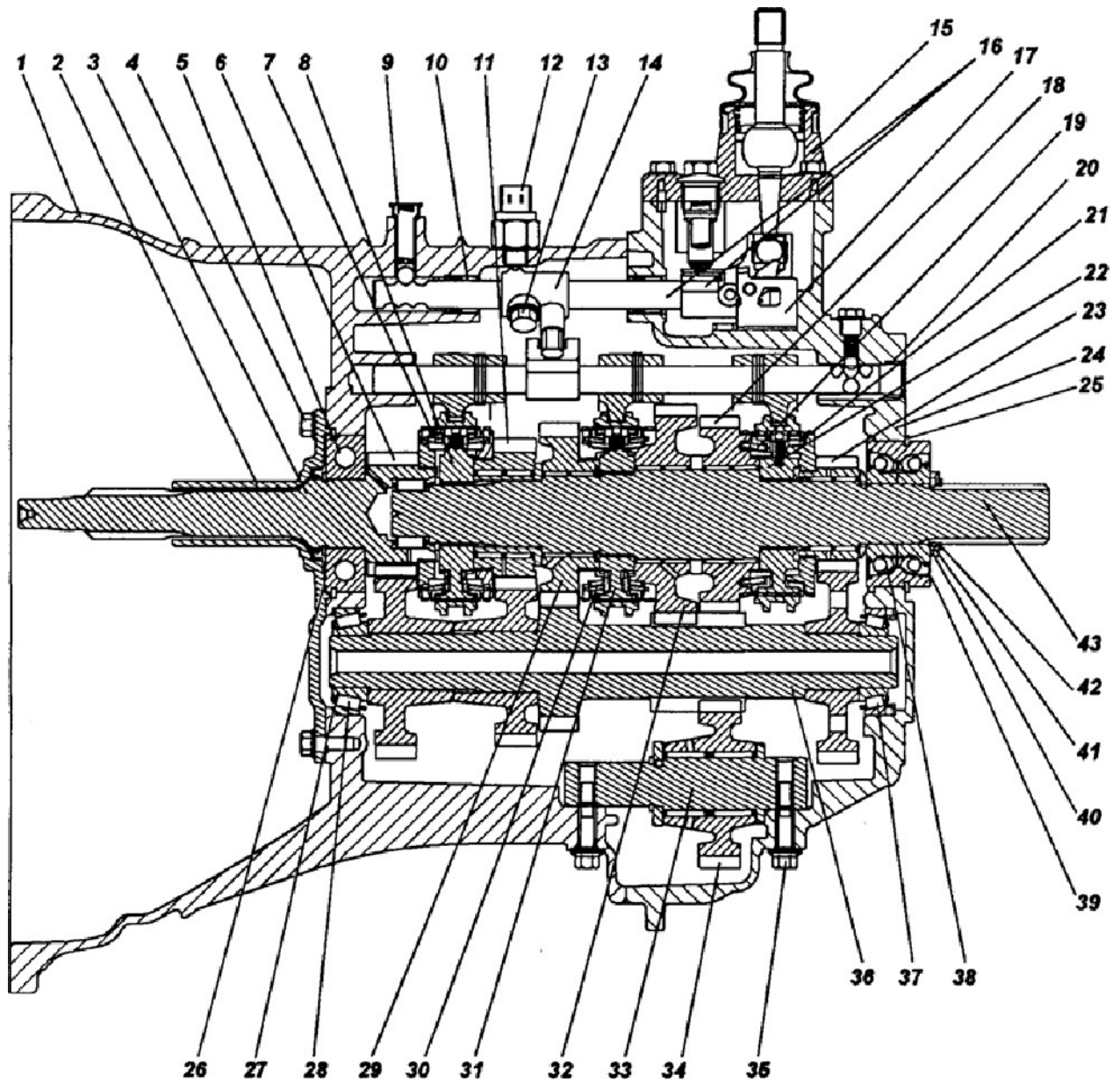


Рисунок 1.10 - Коробка передач автомобіля УАЗ «Патріот».

1 - передній картер коробки передач; 2 - кришка підшипника первинного валу; 3 - первинний вал; 4 - болт кріплення; 5 - задній підшипник первинного валу; 6-зубчастий вінець; 7 - двохконусний синхронізатор 3 і 4 передач; 8 - маточина і муфта синхронізатора 3 і 4 передач; 9 - фіксатор; 10 - кульковий підшипник; 11 - шестерня з передач; 12 - вимикач індикатора нейтрального положення; 13 - болт головки механізму керування; 14-головка штока механізму керування; 15 - важіль управління у зборі; 16 - вал управління у зборі; 17 - кронштейн запобіжника включення заднього ходу у зборі; 18 - шестерня заднього ходу вторинного валу; 19-двоконусний синхронізатор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

Арк.

23

заднього ходу; 20 - ущільнююча кришка; 21 - кільце синхронізатора передачі 5; 22 - муфта і маточина синхронізатора 5 передачі та заднього ходу; 23 - шестерня передачі 5 вторинного валу; 24 - задній картер коробки передач; 25 - стопорне кільце заднього підшипника вторинного валу; 26 - регулювальне кільце кришки підшипника первинного валу; 27 - регулювальне кільце підшипника проміжного валу; 28 - передній конічний роликівий підшипник проміжного валу; 29 - шестерня передачі 2 вторинного валу; 30 - трьохконусний синхронізатор 1 і 2 передач; 31 - маточина і муфта синхронізатора 1 і 2 передач; 32 - шестерня 1 передачі вторинного валу; 33 - вал проміжної шестерні заднього ходу; 34 - проміжна шестерня заднього ходу; 35 - болт фланцевий кріплення осн. проміжної шестерні заднього ходу; 36 - проміжний вал; 37 - задній конічний роликівий підшипник проміжного валу; 38 - здвоєний радіально-упорний кульковий підшипник вторинного валу; 39 - сальник підшипника; 40 - кільце захисне; 41 - стопорне півкільце; 42 - кільце стопорне; 43 - вторинний вал

### 1.3 Вибір і обґрунтування прийнятого варіанта конструкції

Згідно із проведеним аналізом конструкцій коробка передач, а так само з міркувань компонування вибираємо для установки на повнопривідний автомобіль трьохвальну коробку передач .

Трьохвальні коробки передач застосовуються на таких автомобілях, як BMW, Mercedes, Jeep Cherokee, Jeep Wrangler, Jaguar, Toyota.

Застосовувана на автомобілі «Шевроле-Нива» коробки передач розрахована на максимальний крутний момент двигуна  $M_{\max} = 127,5$  Нм. Для використання більш тягових двигунів, з більшим крутним моментом, необхідно зробити деякі зміни. Більший крутний момент у першу чергу збільшить прогин валів, що спричинить швидкий вихід з ладу підшипників, а у випадку їх заклинювання – поломку вала. У других, збільшиться навантаження на зуби

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шестірень, крім того, через вигин валів зміниться лінія зачеплення, що також збільшить зношування зубів. Для виключення зазначених зауважень необхідно зменшити довжину валів за рахунок виключення проміжних підшипників і зміни геометрії шестірни заднього ходу, а також збільшення міжосьової відстані до 72 мм, що підвищить переданий крутний момент.

					<i>MP TAM 21 18172. 000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		25



Діагностика коробки передач в автомобілі дозволить своєчасно виявити неполадки в цьому вузлі та своєчасно провести його ремонт із найменшими витратами та вкладеннями.

## 2.2 Технічне діагностування та ремонт КПП

Технологічна карта зі складання - розбирання коробок перемикачів передач, представлена в додатку.

Основні несправності КПП, основні причини їхнього відновлення, способи їх усунення розглянуті в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Причини несправності КПП та способи їх усунення

Причини несправності	Способи усунення
Утруднення перемикачів передач	
Неповне вимикання зчеплення, наявність повітря в гідроприводі вимикання зчеплення або нестача рідини в головному циліндрі вимкнення	Довести до нормального рівня рідину в бачку головного циліндра і прокачати систему гідроприводу зчеплення
Ослаблення затягування болтів головок або вилок механізму перемикачів коробки	Затягнути болти
Задирки на внутрішній поверхні зубів муфт перемикачів передач	Зачистити задирки
Розбиті отвори під штифти в корпусі перемикачів коробки	Замінити корпус важеля перемикачів або відремонтувати, розточивши отвори та запресувавши східчасті штифти

Продовження табл. 2.2

Порушення синхронізації включення переднього входу, що включаються з потріскуванням	
Зношування різьблення конічної поверхні блокуючого кільця синхронізатора	Зняти КПП, передній картер і перевірити щупом зазор між блокуючим кільцем і прямозубим вінцем. Якщо зазор менше 0.3 мм, то встановити нове кільце, що блокує, притерши його до поверхні відповідної шестерні до отримання поверхні прилягання не менше 80.
Деформація блокуючого кільця (кільце не закусує на конусі при натисканні та повороті рукою)	Встановити нове блокуюче кільце, притерши її до поверхні відповідної шестерні до отримання поверхні прилягання щонайменше 80%. Паста притирки - КТТУ-06283-76
Передачі вимикаються спонтанно	
Послаблення затягування гайок кріплення коробки передач до картера зчеплення або болтів кріплення картерів коробки передач	Затягнути гайки та болти
Знос торців зуб'єв муфт включення передач або знос зубів шлицевого вінця на шестернях 1, 2, 3, 4 передачі та заднього ходу на первинному валу	Замінити зношені деталі
Ослаблення пружин фіксаторів	Встановити пружини з навантаженням (6±1,5) кН (6±1,5) кгс при стисканні до 10 мм
У коробки передають шум	
Зношування підшипників	Замінити підшипники
Поломка зубів шестерень або знос робочої поверхні зубців шестерень	Замінити пошкоджені шестерні коробки
Знижений рівень мастила в картері	Долити мастила до потрібного рівня
Порушено співвісність колінчастого валу та картера зчеплення	Перевірити та відновити співвісність



## 2.3 Аналіз пристрою стендів для ремонту та випробування коробок передач автомобіля

У цій конструкторській розробці стенд для ремонту КПП. Стенди класифікуються за такими ознаками:

- по призначенню;
- за кількістю обслуговуючих робітників;
- за характером та способом закріплення агрегату;
- за кількістю встановлюваних агрегатів тощо:

За призначенням стенди прийнято розділяти на універсальні та спеціалізовані.

За кількістю обслуговування діляться на одно- та багатомісні.

- по способу приводу стенди діляться на ручні та приводні;
- по характеру та способу закріплення ремонтного агрегату на стенді вони поділяються на опорні, фрикційні та комбіновані.

Було розроблено одномісний стенд з поворотним механізмом. Цей стенд дозволить підвищити продуктивність праці ремонтних робіт, забезпечить зручність виконання робіт, підвищити рівень техніки безпеки та організації праці. Конструкцію стенду Р1250, розглянемо як аналог стенда, що розробляється нами, рис. 6.



Рисунок 2.1 - Стенд Р1250

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.4 Розрахунок стенду випробування КПП

Одним з найбільш трудомістких операцій виконуваних після капітального ремонту автотехніки є ремонт коробок змінних передач. Після виконання ремонтних операцій КПП їх необхідно випробувати і обкатати. У процесі випробування виявляється наявність чи відсутність сторонніх шумів, чіткість перемикавання. Обкатку можна проводити безпосередньо на транспортному засобі або спеціалізованому обкатному стенді. Випробування та обкатка на стенді більш кращі, на стенді простіше виявити шуми і простіше знову зробити ремонт КПП. На сьогоднішній день існують різні стенди випробування КПП.

Представлений стенд, для випробування коробок передач, модель 5027. Стенд (рис. 2.2) призначений для випробування під навантаженням коробок передач автомобілів.

На рамі 1 стенда встановлені: приводний двигун - 2, кронштейн - 3, коробки передач, стендова коробка передач - 5 (відповідна випробуваній коробці передач), електрогальмо - 6, ваговий механізм - 7, реостат - 9 розміщується поблизу стенда у зручному для роботи місці .

Привідний електродвигун через муфту, через вал проміжної опори та налагоджувальну вставку призводить до обертання провідний вал випробуваної коробки передач, з'єднаним з веденим валом стендової коробки 5 передач, за допомогою проміжного валу 4 і подвійного карданного шарніра, закритого кожухом. Шлицевий кінець ведучого валу, стендової коробки передач за допомогою муфти з налагоджувальними деталями, які закриті кожухом, з'єднаний з валом гальмівного електродвигуна 6, балансірно з'єданого з 5 ваговим механізмом 7, що вимірює гальмівний момент.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



На рамі 6 станда (рис. 2.3) встановлений електродвигун приводу 1, стандова коробка передач 5, однакова з випробуваної і гальмівний електродвигун 7 з кронштейнами кільцями.

Випробувана КПП кріпиться фланцем до кронштейна і з'єднується з валами приводного двигуна і стандової коробки передач за допомогою карданних валів 4. Стенди управління окремого пульта 8.

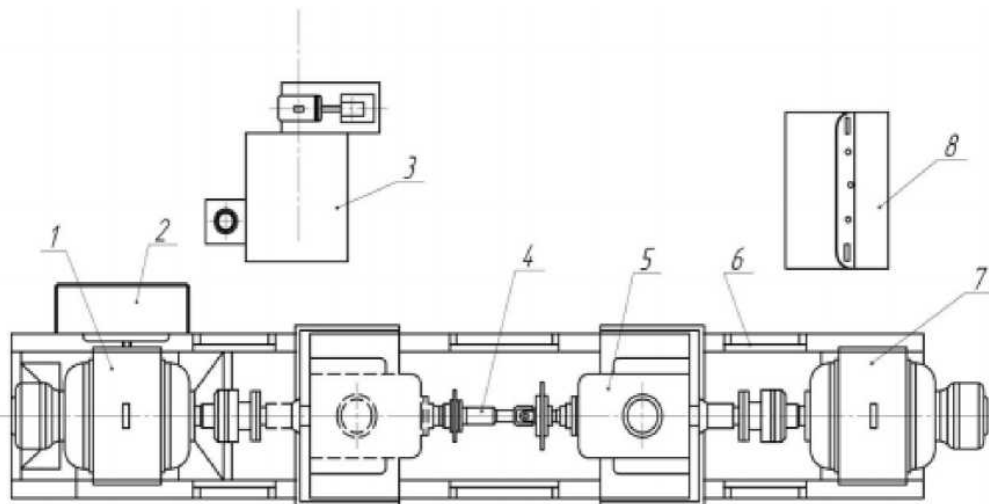


Рисунок 2.3 - Стенд для коробок передч 6101-11

Стандова КПП призначена для підтримки обертання гальмівного валу. двигуна незалежно від включеної передачі на випробуваній КПП, для чого передачі перемикаються одночасно у обох коробок, при вимкненому електроприводному двигуні. Величину  $I$  навантаження заміряють за величиною крутного моменту в приводному електродвигуні, що має балансиру підвіску, і відраховують за циферблатом вагового пристрої 2.

Технічна характеристика станду:

Електродвигун приводу: тип,  $I$  потужність, 14 кВт частота обертання валу, 1420 об/хв.

Електродвигун гальма: тип, АК2-62-8 потужність, 7кВт, частота обертання валу 700 об/хв.

Генераторний режим гальмівного електродвигуна 1420 об/хв

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

Арк.

33

Габаритні розміри: 3260x600x1088мм. Маса: 350кг.

Представлений універсальний стенд для обкатки КПП вантажних автомобілів КС-02, с навантаженням і з рекуперацією електроенергії, з інтерфейсом. Стенд призначений для експлуатуючих організацій, що мають різномарочний рухомий склад, самостійно і різні види ремонту та мають технологічну потребу в після ремонтної обкатці та випробування агрегатів. Стенд забезпечує випробування агрегатів у відповідно технічним умовам посібника з ремонту.

## 2.5 Опис стенда, що розробляється

Стенд призначений для після ремонтного випробування та обкатки коробок змінних передач. Удосконалена конструкція стенду дозволяє випробувати та обкатувати коробки передач автомобілів та тракторів у різних режимах.

Основою стенда є рама 1, що виготовляється з сортового прокату, в якій просвердлені монтажні отвори та пази для установки решти вузлів стенду.

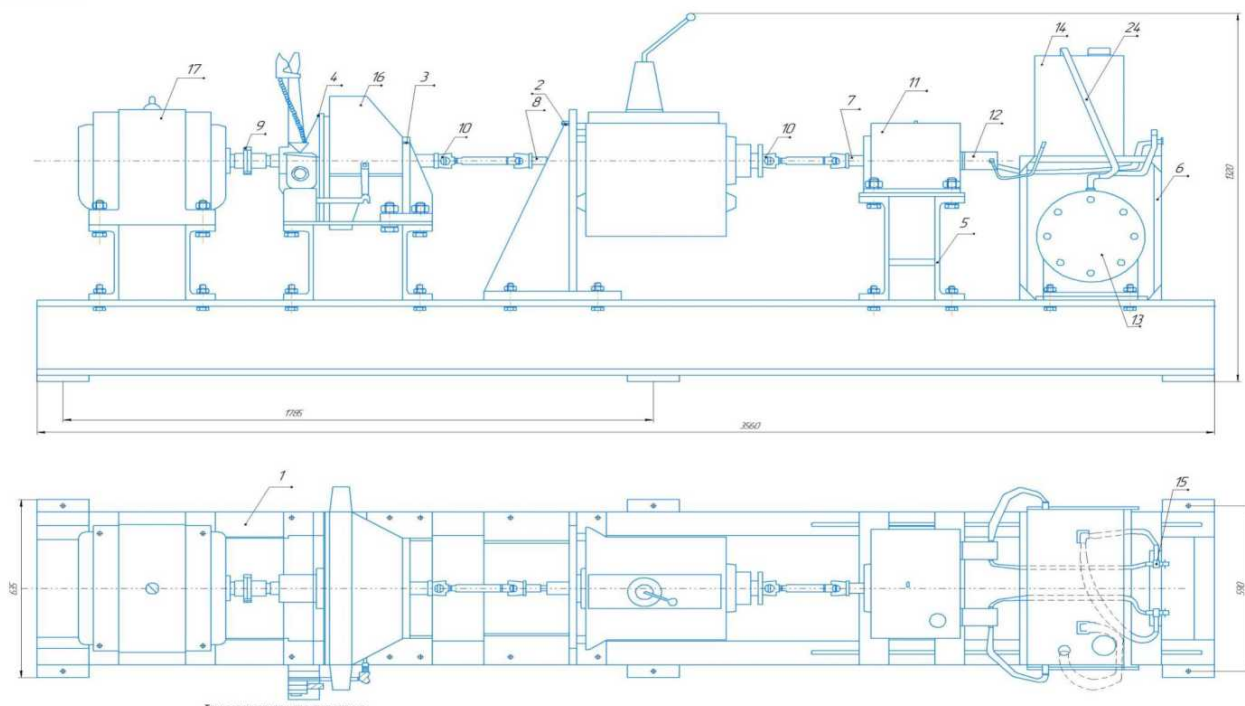


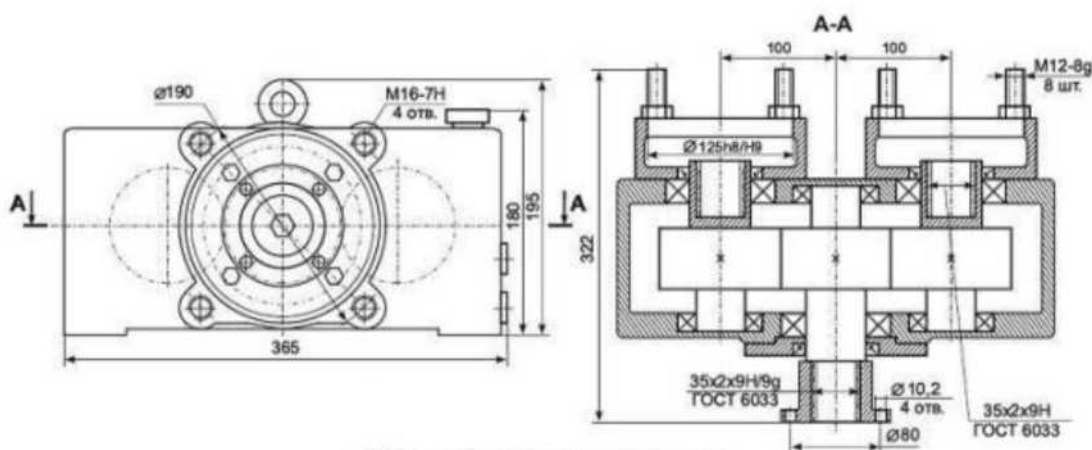
Рисунок 2.4 - Стенд для обкатки КПП

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34



1 - манометр; 2, 10 - кільця ущільнювачів; 3 – рукоятка демпфера; 4 - голка; 5 - шайба; 6 - гвинт; 7 – прокладка манометра; 8 - стрілка; 9 - плунжер; 11 - стрижень; 12 - рукоятка; 13 - лімб; 14, 17, 18 - шайби; 15 - спец гайка; 16 - гвинт; 19 - корпус; 20 – гільза.

Дросель виконаний порожнім, торець дроселя зрізано по спіралі перехідною в півколо та закінчується там де пряма лінія обертання дроселя здійснюється рукояткою з положення «відкрито» по ходу годинникової стрілки. Спочатку обертання дросель перекриває круглий отвір щілини потім плавно зменшує довжину прорізу до нуля. При положенні дроселя відповідного напису «закрито» проти вказівника, щілина повністю перекривається. Манометр служить для вимірювання тиску у нагнітальному канал. Для створення навантаження встановлено насос шестеренчатий НШ-50. Опір створює зменшення поперечного перерізу дроселя-витратоміра. Навантаження визначаємо за показаннями тиску на манометрі і по шкалою витрати мастила, закріпленою на рукоятці дроселя – витратоміра. Для передачі крутного моменту від карданного валу до насосів НШ-50 використовуємо коробку роздавальну зображеному рис.2.6.



Технические характеристики

Передаточное отношение, $i$	Номинальная частота вращения входного вала, об/мин	Номинальный крутящий момент на входном валу, Н×м	Масса, кг
1,0	2000	455	51

Рисунок 2.6 - Коробка роздавальна КР-100

Коробка роздавальна КР-100 застосовується у складі силових приводів гідронасосів, що подають олію в систему гідроманіпуляторів. Як рідина перекачується насосом НШ, використовуємо індустриальні оливи І-12А, І-20А, І-30А, І-40А та І-50А використовувани в якості робочих рідин гідравлічних систем, не пред'являють особливих вимог до експлотаційних властивостей мастила. У процесі роботи стану індустриальне масло, при подачі і навантаження на КПП, сильно нагрівається. У якості охолодження олії використовуємо маслоохолоджувачі водяні типу МО за ТУ 2-053-1682-84.



Рисунок 2.7 - Маслоохолоджувач безтактний МО

Маслоохолоджувачі водяні типу МО за ТУ 2-053-1682-84 складаються з корпусу кришок, перегородок і ребристі труб, які ущільнюються кільцями, розташованими між дисками. Охолодна рідина (вода) підводиться до одного з отворів, проходить по ребристих трубах, роблячи чотири ходи завдяки певній формі порожнини перегородок в кришках. І через інший отвір відводиться у каналізацію. Охолоджувана рідина (масло) підводиться в одне з отворів проходить через міжтрубне простір, також роблячи кілька ходів у відповідність з профілем перегородок і відводиться через інший отвір. Для зливу рідини та

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випуску повітря передбачено пробки для закріплення маслоохолоджувача – лапи.

Вимоги до обкатки коробок змінних передач. За допомогою кран-балки встановлюємо коробку перемикання передач на стенді. Далі приєднуємо карданні вали до КПП. Також необхідно переконатися в наявності мастила в гідробаці та герметичності шлангів.

Обкатування та випробування відремонтованих коробок змінних передач проводять у дві стадії:

1. Без навантаження. Перед пуском рукоятку приладу КІ-1097Б встановити у становище "відкрито". Обкатку проводити без навантаження по п'ять хвилин на кожній передачі починаючи з найнижчою. При обкатці допускають незначний шум шестерень. Окремі удари, стукіт та дробові переكاتи з підвищеним шумом немає ні в якому допускати. Температура в КПП після обкатки не повинна перевищувати  $t$  навколишнього повітря на понад  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Протікання мастила при обкатці через ущільнення не допускаються

2. Під навантаженням. Навантаження на КПП гідравлічним гальмом. Перед пуском рукоятку приладу КІ-1097Б встановити в положення «відкрито», а потім, коли двигун набере номінальні обороти та після з'єднання його з КПП за допомогою муфти зчеплення, плавно збільшити тиск рукояткою стежачи за свідченнями манометр. Обкатування під навантаженням проводиться по 5 хвилин на кожною передачі починаючи з найнижчою. Після обкатки двигуна зупиняють та знімають КПП.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 Конструкторська частина

#### 3.1 Тягово-динамічний розрахунок автомобіля.

##### Вихідні дані

власна маса -  $M_0=1400$  кг; ширина 1770 мм;

висота – 1652 мм; колісна формула- 4x4;

кількість місць-  $n=5$  (чол.);

максимальна швидкість-  $V_{\max}=37,5$  м/сек (135 км/година);

максимальна частота обертання колінчатого вала -  $n_{\max}=6000$  об/хв;

коефіцієнт аеродинамічного опору -  $C_x=0,48$ ;

ККД трансмісії-  $\eta_{\text{тр}}=0,92$ ;

коефіцієнт опору коченню -  $f_0=0,012$ ; підвищувальна передача роздавальної коробки – 1,205;

передаточні числа трансмісії:

1-я передача - 3,677;

2-я передача - 2,1;

3-я передача - 1,361;

4-я передача - 1 (пряма);

5-я передача - 0,754;

головна передача- 3,9;

шини 205/70R15.

Визначення повної маси автомобіля:

$$M_a = M_0 + M_{\text{ч}}(n) + M_{\text{б}}, \quad (3.1)$$

де  $M_0$  – власна маса автомобіля;

$M_{\text{ч}}$  – маса однієї людини (75 кг );

$M_{\text{б}}$  – вага багажу (50 кг);

$n$  – кількість пасажирів.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_a = 1400 + 75 \cdot 5 + 50 = 1825(\text{кг}).$$

### 3.1.1 Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Визначаємо потужність двигуна, що забезпечує рух із заданою максимальною швидкістю при заданому дорожньому опорі.

$$N_{V_{max}} = \frac{1}{\eta} \left( G_a \cdot \psi \cdot V_{max} + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{max}^3 \right), \quad (3.2)$$

де  $G_a$  повна маса автомобіля

$$\psi = \psi_0 \cdot \left( 1 + \frac{v^2}{2000} \right) = 0.013 \cdot \left( 1 + \frac{37.5^2}{2000} \right) = 0.02 \text{ - коефіцієнт опору коченню;}$$

$\eta$  – ККД трансмісії, для механічної трансмісії ухвалюємо  $\eta_{mp} = 0.95$ ;

$\rho$  – щільність повітря,  $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$ ;

$F$  – площа автомобіля,  $F \approx 2,44 \text{ м}^2$ ;

$$N_{V_{max}} = 1.92 \left( 17903 \cdot 0.02 \cdot 37.5 + \frac{0.48}{2} \cdot 1.293 \cdot 2.44 \cdot 37.5^3 \right) = 58.3(\text{кВт})$$

Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики  $N_{V_{max}}$  – потужність двигуна при максимальній швидкості:

$$N_{max} = \frac{N_{V_{max}}}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (3.3)$$

де  $a = b = c = 1$  – коефіцієнти, що характеризують тип двигуна;

$\lambda$  – відношення  $n_{v_{max}}/n_N$  рівне 1,15;

$$N_{max} = \frac{58.3}{1 \cdot 1.15 + 1 \cdot 1.15^2 - 1.15^3} = 61.3(\text{кВт})$$

Зовнішню характеристику двигуна з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити по формулі Лейдермана:

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						40

$$N_e = N_{max} \cdot \left[ a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left( \frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (3.4)$$

де  $N_{max}$  – максимальна потужність двигуна, к.с.;

$\omega_e$  – число обертів двигуна, об/хв.;

$\omega_N$  – число обертів двигуна при максимальній потужності, об/хв.;

Розраховуємо залежно від числа обертів значення  $N_e$  і зводимо в табл. 3.1.

Визначаємо значення крутного моменту по формулі:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}. \quad (3.5)$$

Розраховуємо залежно від числа обертів значення  $M_e$  і наводимо в табл. 3.1.

За отриманими значенням будуємо графік залежності потужності й моменту двигуна від обертів колінчатого вала.

Таблиця 3.1 – Зведені розрахункові значення  $M_e$ ,  $N_e$

$n_e$ , об/хв	$\omega_e$ , рад/с	$N_e$ , Вт	$M_e$ , Нм
800	83,73	10616,17	126,79
1600	167,47	22788,36	136,08
2400	251,20	35191,09	140,09
3200	334,93	46498,82	138,83
4000	418,67	55386,07	132,29
4800	502,40	60527,31	120,48
5217	546,09	61280,33	112,22
5600	586,13	60597,05	103,38
6000	628,00	58315,89	92,86

### 3.1.2 Підбір шин.

Позначення 205/70R15

де  $H$  – ширина профілю шини,  $H = 205\text{мм}$

$S$  – висота профілю шини,  $S = 205 \cdot 0.70 = 144\text{мм}$

$d$  – посадковий діаметр,  $d = 15$  дюйми

$$r_{\text{коч}} = 0.9 \cdot (0.5 \cdot d + S) \cdot 10^{-3}, \quad (3.6)$$

$$r_{\text{коч}} = 0.9(0.5 \cdot 15 \cdot 25.4 + 144) \cdot 10^{-3} = 0.309(\text{м})$$

### 3.1.3 Визначення передаточних чисел коробки передач

Передаточне число головної передачі визначається виходячи з максимальної швидкості автомобіля:

$$u_0 \geq \frac{\omega_{\text{вmax}} \cdot r_{\text{к}}}{V_{\text{max}} \cdot u_4 \cdot u_{\text{Р.К.}}} = \frac{628 \cdot 0.309}{37.5 \cdot 1 \cdot 1.205} = 4.3$$

Для подальших розрахунків ухвалюємо діюче передатне відношення головної пари  $u_0 = 3.9$ .

Передаточне число першої передачі визначається по заданому максимальному дорожньому опору  $\psi_{\text{max}}$ .

Для забезпечення можливості руху автомобіля в цих умовах тягова сила на ведучих колесах  $P_{\text{т}}$  повинна бути більше сили опору дороги  $P_{\text{f}}$ , тобто

$$\frac{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_{\text{к}}} \geq G_{\text{а}} \cdot \psi_{\text{max}}, \text{ або } u_1 \geq \frac{G_{\text{а}} \cdot \psi_{\text{max}} \cdot r_{\text{к}}}{M_{\text{max}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot u_0}, \quad (3.7)$$

$$\psi_{\text{max}} = f_0 + I;$$

$$I = 0.28;$$

$$\psi_{\text{max}} = 0.012 + 0.28 = 0.292;$$

$$M_{\text{max}} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$u_1 \geq \frac{17903 \cdot 0.292 \cdot 0.309}{140 \cdot 0.92 \cdot 3.9 \cdot 1.205} = 2.78$$

Щоб уникнути буксування ведучих коліс тягова сила на першій передачі повинна бути менше сили зчеплення коліс із дорогою:

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					42

$$\frac{M_{max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_K} \leq G_{сц} \cdot \varphi, \text{ або } u_1 \leq \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0}, \quad (3.8)$$

$\varphi = 0.8$  - коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$G_{сц} = m_1 G_1$  - зчіпна вага автомобіля;

$m_1$  - коефіцієнт перерозподілу навантаження,  $m_1$ , тому що автомобіль повнопривідний.

$$G_{сц} = 17903 \text{ (Н)};$$

$$u_1 \leq \frac{17903 \cdot 0.8 \cdot 0.309}{140 \cdot 0.92 \cdot 3.9 \cdot 1.205} \leq 7.12;$$

$$2.78 \leq u_1 \leq 7.12.$$

Діюче передатне відношення першої передачі  $u_1 = 3.6777$  задовольняє вимогам з розрахунку.

Інші передатні відносини знаходимо за геометричним законом

$$u_2 = \sqrt[3]{u_1^2} = \sqrt[3]{3.677^2} = 2.38 \quad u_3 = \sqrt[3]{u_1} = \sqrt[3]{3.67} = 1.54$$

Так як коробка передач трьохвальна, то передатне відношення четвертої передачі  $u_4 = 1$ . Передатне відношення підвищувальної передачі вибирається за критеріями паливної економічності.

$$u_5 = 0.8 \cdot u_4 = 0.8 \cdot 0.1 = 0.8$$

Передаточні числа коробки передач для подальших розрахунків ухвалюємо діючі на автомобілі Шевроле-Нива: 1-ша передача - 3.677; 2-га передача - 2.1; 3-я передача - 1.361; 4-та передача - 1 (пряма); 5-а передача - 0.754.

## 3.2 Тяговий баланс автомобіля

### 3.2.1 Визначення динамічної характеристики автомобіля

Рівняння тягового балансу має вид:

$$P_T = P_f + P_w, \quad (3.9)$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		





Щоб врахувати вплив буксування ведучих коліс, визначають динамічний фактор по зчепленню:

$$D_{\text{цц}} \approx \frac{G_{\text{цц}} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{17903 \cdot 0.8}{17903} = 0.8$$

### 3.2.2 Баланс потужності автомобіля

Баланс потужності автомобіля визначається вираженням:

$$N_{\text{кол}} = N_e \cdot \eta = N_{fn} + N_w, \quad (3.14)$$

де  $N_f = P_f \cdot V$  - потужність, затрачувана на подолання опору коченню;

$N_w = P_w \cdot V$  - потужність, затрачувана на подолання опору повітря.

Рівняння балансу потужності показує розподіл потужності на ведучих колесах автомобіля, по різних опорах руху.

Значення потужностей, обчислених по формулах наведеним вище формулам, занесені в табл. 3.5, і побудований графік балансу потужності для автомобіля, що рухається на прямій передачі по горизонтальній дорозі ( $a = 0$ ). Крапка перетинання кривої потужності  $N_{\text{кол}}$ , що розвивається на ведучих колесах автомобіля, із кривої потужності  $N_f + N_w$ , затрачуваної на подолання опорів коченню й повітря, визначає швидкість  $V_{\text{max}}$ .

### 3.2.3 Розгін автомобіля. Прискорення при розгоні

Прискорення автомобіля обчислюють по формулі:

$$j_k = \frac{(D_k - \psi) \cdot g}{\delta_k}, \quad (3.15)$$

де  $j_k$  – прискорення на к-ой передачі коробки передач;

$D_k$  – динамічний фактор для кожної передачі;

						MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			46

$\delta_k$  – коефіцієнт обліку обертових мас автомобіля залежний від моментів інерції цих мас і передаточних чисел трансмісії:

$$\delta_k = 1.03 + 0.04 \cdot i_k^2 \quad (3.16)$$

Визначаємо  $\delta$  для кожної передачі:

$$\delta_1 = 1.03 + 0.04 \cdot i_1^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 3.67 = 1.57 \text{ – для першої передачі;}$$

$$\delta_2 = 1.03 + 0.04 \cdot i_2^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 2.1 = 1.206 \text{ – для другої передачі;}$$

$$\delta_4 = 1.03 + 0.04 \cdot i_4^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 1 = 1.07 \text{ – для четвертої передачі;}$$

$$\delta_5 = 1.03 + 0.04 \cdot i_5^2 = 1.03 + 0.04 \cdot 0.812 = 1.05 \text{ – для п'ятої передачі;}$$

Результати обчислень записуємо в табл. 3.6.

Таблиця 3.5 – Значення потужностей

$N_T$ , Вт	$N_f$ , Вт	$N_w$ , Вт	$N_f + N_w$ , Вт
11769,08	430,54	6,06	436,59
25263,18	866,23	48,46	914,69
39012,84	1773,71	387,68	2161,39
51548,59	2255,81	757,18	3012,99
61400,99	3585,13	2555,49	6140,61
67100,58	5156,14	6057,45	11213,58
67935,37	9345,50	20443,88	29789,38
67177,89	15468,41	48459,57	63927,98
64649,00	24169,39	94647,60	118816,99

Таблиця 3.6 - Результати обчислення прискорення

J1, м/с <sup>2</sup>	J2, м/с <sup>2</sup>	J3, м/с <sup>2</sup>	J4, м/с <sup>2</sup>	J5, м/с <sup>2</sup>
2,19	1,59	1,08	0,78	0,60
2,36	1,70	1,13	0,78	0,57
2,42	1,73	1,12	0,71	0,44
2,39	1,69	1,04	0,57	0,22
2,27	1,56	0,88	0,35	-
2,05	1,36	0,66	0,05	-
1,89	1,23	0,52	-	-
1,73	1,09	0,37	-	-
1,53	0,92	0,19	-	-

За результатами розрахунків будемо графік прискорень.

### 3.2.4 Час і шлях розгону

Прискорення автомобіля, повністю характеризує здатність автомобіля до швидкого розгону, але не дає достатньої вистави про динамічність, для чого визначаються шлях і час розгону. Час розгону обчислюється графічним інтегруванням за графіком величин, зворотних прискоренням.

Для побудови залежності часу розгону від швидкості вся площа під кривій  $1/j = f(V_{max})$  розбивається вертикальними лініями на ділянки з інтервалом швидкостей 10км/год, для спрощення площа під кривою замінюється площею прямокутника з висотою:

$$\frac{1}{j_{cp}} = \frac{\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2}}{2}, \quad (3.17)$$

де  $1/j_1$  і  $1/j_2$  зворотні прискорення на початку й кінці ділянки. Час розгону визначається підсумовуванням елементарних майданчиків:

$$\Delta t = \frac{1}{j_{cp}} \cdot dV; \quad (3.18)$$

$$t = \frac{\Sigma \Delta t \cdot ab}{3.6}, \quad (3.19)$$

де  $a, b$  масштаби відповідно швидкості і зворотних прискорень.  
Результати обчислень зводимо в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Швидкість та час розгону

$V_a, \text{ м/с}$	$t, \text{ с}$
0	0
6,01	1,91
10,51	4,04
15,77	7,39
20,28	11,25
24,34	15,97
26,45	18,96
30,42	26,98
36,00	53,34

За отриманими даними будують графік залежності часу розгону від швидкості. Шлях розгону вираховується графічним інтегруванням по графіку часу розгону (аналогічно часу розгону). Результати заносимо в табл. 3.8.

За отриманими даними будують графік залежності шляхи розгону від швидкості.

За результатами розрахунку будується графік інтенсивності розгону або графік залежності часу  $t$  від шляху  $S$  розгону автомобіля.

Таблиця 3.8 – Результати розрахунків швидкості та шляху розгону

$V_a, \text{ м/с}$	$S \text{ м}$
0	0
6,01	5,74
10,51	19,13
15,77	49,21
20,28	91,21
24,34	146,41
26,45	183,36
30,42	274,50
36,00	498,66

### 3.2.5 Розрахунок паливно-економічної характеристики автомобіля

Паливно - економічна характеристика автомобіля являє собою залежність витрати палива в л/100 км (кг/100 км) від швидкості автомобіля при різних дорожніх опорах.

Витрата палива на 100 км шляху.

Задаємося декількома значеннями швидкості від  $V_{min}$  до  $V_{max}$  і для кожної з них значення  $N_f$  і  $N_w$ .

Для кожного значення частоти обертання колінчатого вала визначаємо ступінь використання потужності двигуна:

$$И = \frac{N_{\Sigma}}{N_m} = \frac{N_f + N_w}{N_m} \quad (3.20)$$

Коефіцієнт пристосовності двигуна по обертах:

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}}, \quad (3.21)$$

коефіцієнти  $K_{И}$  і  $K_E$ :

$$K_{И} = 1.152 \cdot И^2 - 1.728 \cdot И + 1.523$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_E = 0.53 \cdot E^2 - 0.753 \cdot E + 1.227$$

Визначаємо ефективну витрату палива:  $g_{ef} = 1.1 \cdot g_{e \min}$

де  $g_{e \min} = 290$  мінімальна витрата палива, гр/кВт год

Визначаємо питому витрату палива:  $g_e = g_{ef} \cdot K_{II} \cdot K_E$

Витрата палива в л/100 км:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (N_f + N_w)}{3.6 \cdot V_{max} \cdot \gamma_T \cdot \eta}, \quad (3.22)$$

$\gamma_T = 0.87$  г/см<sup>3</sup> – щільність бензину.

Усі обчислені значення занесені в табл. 3.9. За отриманим даними будемо графік паливної характеристики автомобіля Шевроле-Нива.

Таблиця 3.9 - Паливна характеристика автомобіля Шевроле-Нива

$V_a$ , м/с	$q_n$ , л/100км
5,52	3,93
11,04	4,69
16,56	5,89
22,08	7,34
27,60	8,95
33,12	11,13
36,00	13,17
38,64	16,72
41,40	24,65

### 3.3 Розрахунок кінематики шестірень заднього ходу.

Метою даного проекту є розробка для автомобіля « Шевроле-Нива» коробки передач для двигуна із крутним моментом до 160 Нм. Діюча коробка передач застосовується під крутний момент 127,5 Нм. Для цього збільшуємо міжосьову відстань із 68 мм до 72мм. Ще одним напрямком модернізації

коробки передач є застосування синхронізованої передачі заднього ходу, при цьому на проміжному валу зубчастий вінець шестірні 1-й передачі й заднього ходу повинен бути виконаний єдиним. У такому виконанні відбувається виграш у лінійному напрямку редукторної частини (дане компоновання виходить коротше), при механічній обробці виключається операція обробки шестірні заднього ходу проміжного вала, а отже додатковий інструмент і обробний верстат.

Складність при проектуванні даної конструкції полягає в тому, що при заданій міжосьовій відстані й кількістю зубів шестірні 1-й передачі проміжного вала необхідно встановити додаткову вісь заднього ходу ( для зміни напрямку руху), зберегти зазор між шестірнею заднього ходу вторинного вала й зубчастим вінцем 1-й передачі проміжного вала.

Даний розрахунок виконуємо спочатку графічно. Для цього розраховується зачеплення 1-й передачі (розрахунок далі п.2.3) і прорисовуємо ділильний діаметр зубчастого вінця 1-й передачі проміжного вала рис. 2.1. Міжосьова відстань між первинним і проміжним валами відомо й рівно  $a_w = 72$  мм. З обліком заданого передатного відношення задньої передачі розраховуємо (попередньо) параметри шестірні заднього ходу вторинного вала й шестірні заднього ходу проміжної. Вибираємо їхні параметри так, щоб забезпечувався зазор  $\Delta$  між шестірнею заднього ходу вторинного вала й зубчастим вінцем 1-й передачі проміжного вала. Далі графічно визначаємо міжосьова відстань між шестірнею заднього ходу проміжної й зубчастим вінцем 1-й передачі проміжного вала, після чого проводимо перевірочним розрахунок їх основних параметрів. Особливість полягає в тому, що міжосьова відстань між віссю шестірні заднього ходу проміжної й обох валів виходить не ціле. У зв'язку з тим, що час роботи задньої передачі значно менше, чим шестірнею переднього ходу, те міжосьові відстані ухвалюємо з точністю до 2го знака після коми.

Розрахунок зубчастої передачі

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні дані:

Крутний момент двигуна:  $M_{кр} = 180 \text{ Нм}$ ;

Передаточне число шестірень постійного зачеплення:  $i_0 = 1.56$ ;

Міжосьова відстань:  $a_w = 72 \text{ мм}$ ;

Ширина вінця провідної шестірни:  $b_1 = 18.6 \text{ мм}$ ;

Ширина вінця веденого колеса:  $b_2 = 16.6 \text{ мм}$ ;

Робоча ширина вінця (перекриття вінців шестірень у зачепленні):  
 $b_w = 16.6 \text{ мм}$ ;

Матеріал шестірень – сталь 20ХГН,

термообробка – нітроцементация, загартування і низький відпуск

Твердість поверхні  $\geq 58\text{HRC}$ .

Визначення сумарного числа зубів у передачі.

$$z_s = 2 \cdot a_w \cdot \cos b / m_n, \quad (3.23)$$

де  $m_n$  – нормальний модуль. З умови застосування інструмента, що забезпечує профіль найменшої гучності, ухвалюємо:  $m_n = 2.5$

$b$  – кут нахилу лінії зуба. Для забезпечення міцності зуба, плавності роботи передачі й мінімального шуму в зачепленні й для збереження діючого зуборізального інструмента, що знижує витрати на виготовлення, ухвалюємо:  $b = 30^\circ$  тоді  $z_s = 2 \cdot 72 \cdot \cos(30^\circ) / 2 = 49.88$  попередньо приймаємо  $z_s = 50$ .

Визначення передаточного числа.

Для забезпечення передаточного числа передачі постійного зачеплення визначаємо числа зубів шестірни й колеса:

$$z_1 = z_s / (i_0 + 1), \quad (3.24)$$

$$z_1 = 50 / (1.56 + 1) = 19.52$$

ухвалюємо  $z_1 = 22$

$$z_2 = z_s - z_1, \quad (3.25)$$

$$z_2 = 50 - 19 = 31$$

Остаточне передатне передачі постійного зачеплення:

											Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							53

$$i_0 = z_2/z_1 = 31/19 = 1.632$$

Визначення ділильної міжосьової відстані.

$$a = 0.5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n / \cos b, \quad (3.26)$$

$$a = 0.5 \cdot (19 + 31) \cdot 2 / \cos(30^\circ) = 72.169 \text{ мм}$$

Та як ділильна міжосьова відстань не збігається з конструктивним, то розбіжність усуваємо корекцією зачеплення. Подальший розрахунок геометрії зачеплення проводимо за ДСТУ 16532-70.

Визначення торцевого кута профілю.

$$\mathbf{tga_t = tga / \cos b}, \quad (3.27)$$

де  $a$  - кут профілю інструмента. З умови збереження діючого інструмента, що забезпечує профіль найменшої гучності, ухвалюємо:  $a=20^\circ$

$$\mathbf{a_t = arctg(tg(20^\circ) / \cos(30^\circ)) = 22.79587726^\circ}$$

Визначення торцевого кута зачеплення.

$$\mathbf{\cos a_{tw} = a \cdot \cos a_t / a_w}, \quad (3.28)$$

де  $a_{tw}$  кут зачеплення

$$\mathbf{a_{tw} = arccos(72.169 \cdot \cos(22.79587726^\circ) / 72) = 0.392^\circ}$$

Визначення ділильних діаметрів шестірні й колеса.

$$\mathbf{d = z \cdot m / \cos b}, \quad (3.29)$$

$$\mathbf{d_1 = 19 \cdot 2.5 / \cos(30^\circ) = 54.8488}$$

$$\mathbf{d_2 = 31 \cdot 2.5 / \cos(30^\circ) = 89.489 \text{ мм}}$$

Коефіцієнт суми зсувів.

$$\mathbf{x_s = (z_1 + z_2) \cdot (inv a_{tw} - inv a) / (2 \cdot tga)}, \quad (3.30)$$

де  $inv a_i$  - інволюта кута профілю

$$\mathbf{inv a_i = tga_i - a_i \text{ (радіани)}}, \quad (3.31)$$

$$\mathbf{inv a_{tw} = tga_{tw} - a_{tw} = tg(22.79587726^\circ) - 0.392^\circ = 0.0214}$$

$$\mathbf{inv a = tga - a = tg(20^\circ) - 0.34906585 = 0.014904384}$$

$$\mathbf{x_s = (19 + 31) \cdot (0.0214 - 0.0149) / (2 \cdot tg(20^\circ)) = -0.067}$$

Враховуючи, що в зачепленні великий позитивний зсув, а число зубів на шестірні значно менше, чим на колесі, то розбивку сумарного зсуву робимо таким чином, щоб більша величина зсуву припадала на шестірню. Це дозволить вирівняти завантаженість зубів обох коліс.

Коефіцієнти зсувів на шестірні й колесі.

Виходячи із сумарного коефіцієнта зсуву, враховуючи співвідношення чисел зубів шестірні й колеса й для забезпечення відсутності загострення зубів шестірні, ухвалюємо:

$$x_1 = 0.5$$

$x_2$  - визначається з мінімального окружного зазору в зачепленні.

Спочатку визначаємо теоретичний коефіцієнт зсуву на колесі, виходячи з беззазорного зачеплення:

$$x_2^T = x_s - x_1, \quad (3.32)$$

$$x_2^T = -0.067 - 0.5 = -0.567$$

Для розрахунку ухвалюємо:

$$x_2^T = -0.567$$

Довжина загальної нормалі для колеса.

$$W = m_n \cdot \cos \alpha \cdot (p(z_n - 0.5) + 2 \cdot x^T \cdot \operatorname{tg} \alpha + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t), \quad (3.33)$$

де  $z_n$  - число зубів, по яких проводиться вимір довжини загальної нормалі. Ухвалюємо  $z_n = 3$

$\operatorname{inv} \alpha_t$  інволюта торцевого кута профілю

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t = \operatorname{tg}(22.79587726^\circ) - 0.398 = 0.0224$$

$$W_T = 2.5 \cdot \cos(20^\circ) \cdot (p \cdot (3 - 0.5) - 2 \cdot 0.567 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) + 31 \cdot 0.0224)$$

$$W_T = 19.113 \text{ мм}$$

Мінімальний окружний зазор у зачепленні.

Для забезпечення мінімального рівня шуму в зачепленні ухвалюємо:

$$j_{t \min} = 0.07 \text{ мм}$$

Коефіцієнт зсуву на колесі.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому що довжини загальної нормалі заміряться по нормалі до евольвента зуба, то довжина загальної нормалі колеса з урахуванням бічного зазору складе:

$$W = W_T - j_{t_{min}} = 19.113 - 0.07 = 19.043 \text{ мм}$$

З формули отримуємо

$$x_2 = (W / (m_n \cdot \cos \alpha) - p \cdot (z_n - 0.5) - z \cdot \text{inv} \alpha_t) / (2 \cdot \text{tg} \alpha), \quad (3.34)$$

$$x_2 = (19.043 / (2.5 \cdot \cos(20^\circ)) - \frac{p \cdot (3 - 0.5) - 31 \cdot 0.0224}{2 \cdot \text{tg}(20^\circ)}) = -0.608$$

Визначення діаметрів западин зубів шестірні й колеса.

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot (h_f^* + x), \quad (3.35)$$

де  $h_f^*$  - коефіцієнт ніжки зуба. З умови збереження діючого інструмента, що забезпечує профіль найменшої гучності, ухвалюємо:

Для забезпечення великої величини коефіцієнта перекриття зубів, що визначає плавність роботи зубчастої передачі й, як наслідок, мінімальної гучності, на ВАТ «АВТОВАЗ» застосовується спеціальний зуборізальний інструмент, що забезпечує високі ніжку й головку зуба. На ВАТ «АВТОВАЗ» для швидкісних передач використовується зуборізальний інструмент із коефіцієнтом висоти ніжки зуба  $h_f^* = 1.5 \dots 1.65$ . Більш висока ніжка застосовується для шестірні з меншим числом зубів. Враховуючи різниця в кількості зубів на шестірні й колесі, ухвалюємо:

$$h_{f1}^* = 1.65 \text{ _}$$

$$h_{f2}^* = 1.45 \text{ _}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{af}^* - x_1), \quad (3.36)$$

$$d_{f1} = 54.848 - 2 \cdot 2.5 \cdot (1.65 - 0.5) = 49.098 \text{ мм}$$

Ухвалюємо  $d_{f1} = 49.10 \text{ мм}$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_n \cdot (h_{af}^* - x_2), \quad (3.37)$$

$$d_{f2} = 89.849 - 2 \cdot 2.5 \cdot (1.45 + 0.5516) = 79.481 \text{ мм}$$

Ухвалюємо  $d_{f2} = 79.48 \text{ мм}$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						56

Визначення діаметрів вершин зубів шестірні й колеса.

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x), \quad (3.38)$$

де  $h_a^*$  - коефіцієнт головки зуба. З умови збереження діючого інструмента, що забезпечує профіль найменшої гучності, ухвалюємо:

$h_{a1}^* = 1.25$  - забезпечується діючим інструментом без загострення зубів

$h_{a2}^* = 1.45$  - забезпечується діючим інструментом без загострення зубів

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot (h_{a1}^* + x_1), \quad (3.39)$$

$$d_{a1} = 54.848 + 2 \cdot 2.5 \cdot (1.25 + 0.5) = 63.598 \text{ мм}$$

Ухвалюємо  $d_{a1} = 63.6$  мм

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \cdot (h_{a2}^* + x_2), \quad (3.40)$$

$$d_{a2} = 89.849 + 2 \cdot 2.5 \cdot (1.45 - 0.608) = 93.699 \text{ мм}$$

Ухвалюємо  $d_{a2} = 93.7$  мм

Визначення радіального зазору в зачепленні.

$$c_1^* = (a_w - (d_{a1} + d_{f2})/2)/m_n, \quad (3.41)$$

$$c_1^* = (72 - (63.6 + 49.8)/2)/2.5 = 0.24$$

$c_1^* > 0.23$  - умова необхідного зазору виконана

$$c_2^* = (a_w - (d_{a2} + d_{f1})/2)/m_n, \quad (3.42)$$

$$c_2^* = (72 - 93.7 + 79.48)/2/2.5 = 0.24$$

$c_2^* > 0.23$  - умова необхідного зазору виконана

Визначення коефіцієнта торцевого перекриття.

$$e_a = (z_1 \cdot \operatorname{tga}_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tga}_{a2} - (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tga}_{tw})/2 \cdot p \geq [e_a], \quad (3.43)$$

де  $[e_a]$  – припустимий коефіцієнт перекриття. Для косозубої передачі:

$$[e_a] = 1.0$$

$a_a$  – кут профілю на вершині зуба

$$a_a = \arccos(d_b/d_a), \quad (3.44)$$

де  $d_b = d \cdot \cos a$ ,  $d_{bt} = d \cdot \cos a_t$

									Арк.
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MP TAM 21 18172. 000 ПЗ				

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 54.848 \cdot \cos(22.79587726^\circ) = 50.564 \text{ мм}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 89.489 \cdot \cos(22.79587726^\circ) = 82.499 \text{ мм}$$

$$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1}) = \arccos(50.564/63.6) = 37.34^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2}) = \arccos(82.499/93.7) = 28.3^\circ$$

$$e_a = (19 \cdot \operatorname{tg}(37.34^\circ) + 31 \cdot \operatorname{tg}(28.3) - (19 + 31) \cdot \operatorname{tg}(22.474^\circ))/(2 \cdot p)$$

$$e_a = 1.672 > [e_a] \text{ – умова виконана}$$

Визначення коефіцієнта осьового перекриття.

$$e_b = b_w/p_x, \quad (3.45)$$

де  $p_x$  – осьовий крок,  $p_x = p \cdot m/\sin b$

$$p_x = p \cdot 2.5/\sin(30^\circ) = 15.708 \text{ мм}$$

$$e_b = 16.6/15.708 = 1.057$$

Визначення сумарного коефіцієнта перекриття.

$$e_g = e_a + e_b \geq [e_g], \quad (3.46)$$

де  $[e_g]$  – припустимий коефіцієнт перекриття.

Для забезпечення плавності роботи на високонавантаженої середньо швидкісної передачі

$$[e_g] = 2.5$$

$$e_g = e_a + e_b = 1.672 + 1.057 = 2.73 > [e_g] \text{ – умова виконана}$$

Таким чином, спроектована передача має гарні показники по плавності роботи, що визначає малошумність зубчастої передачі.

Розрахунок зубів на вигин.

Формула перевірного розрахунку зубів на вигин для косозубої передачі:

$$s_F = F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{Fa}/(b \cdot m_n) \leq [s_F], \quad (3.47)$$

де  $s_F$  – напруги вигину в зубі;

$[s_F]$  – напруги, що допускаються

$$[s_F] = s^0_{Flimb}/([S_F] \cdot K_M), \quad (3.48)$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MP TAM 21 18172. 000 ПЗ				58

де  $s^0_{Flimb}$  - границя витривалості при базовім числі циклів;

$s^0_{Flimb} = 1450$  МПа – для сталі 20ХГН зі стабільною смугою прожарювання;

$[S_F]$  – коефіцієнт безпеки

$$[S_F] = [S_F \cdot [S_F]''], \quad (3.49)$$

де  $[S_F]'$  - коефіцієнт що враховує нестабільність властивостей матеріалу;

$[S_F]' = 1.22$  – для сталі 20ХГНМ зі стабільною смугою прожарювання;

$[S_F]''$  - коефіцієнт, що враховує спосіб одержання заготовки;

$[S_F]'' 1.0$  – для кувань;

$$[S_F] = 1.22 \cdot 1.0 = 1.22$$

$K_M$  – коефіцієнт реалізації крутного моменту на передачі. Для шестірень постійного зачеплення:

$$K_M = 1.0$$

$$[S_F] = 1450 / (1.22 \cdot 1.0) = 1189 \text{ МПа}$$

$F_t$  – окружна сила в зачепленні

$$F_t = 2 \cdot M_{кр} \cdot i_1 / d_{wl}, \quad (3.50)$$

де  $d_{wl}$  - діаметр початкової окружності провідної шестірни

$$d_{wl} = 2 \cdot 72 / (1.632 + 1) = 54.72 \text{ мм}$$

$$F_t = 2 \cdot 160 \cdot 1.632 / 54.72 \cdot 1000 = 5848 \text{ Н}$$

$K_F$  – коефіцієнт навантаження

$$K_F = K_{FB} \cdot K_{FV}, \quad (3.51)$$

де  $K_{FB}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба

$$K_{FB} = 1.07 \text{ – для твердості поверхні зубів } > 350 \text{ НВ}$$

$K_{FV}$  - коефіцієнт динамічності

$$K_{FV} = 1 \text{ – для косозубої передачі 7-й ступені точності,}$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

с окружною швидкістю 3...8 м/с, із загартованої сталі 20ХГНМ

$$K_F = 1 \cdot 1.07 = 1.07$$

$Y_F$  - коефіцієнт, що враховує форму зуба ( з ДСТУ 21354-75), вибирається по еквівалентнім числу зубів

$$z_V = z / \cos^3 b, \quad (3.52)$$

$$z_{V1} = z_1 / \cos^3 b = 19 / \cos^3(30^\circ) = 29$$

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 b = 31 / \cos^3(30^\circ) = 48$$

$$Y_{F1} = 4.28$$

$$Y_{F2} = 3.61$$

$Y_b$  – коефіцієнт, що враховує нахил зуба

$$Y_b = 1 - 31/140 = 0.804$$

$K_{Fa}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами

$$K_{Fa} = (4 + (e_a - 1) \cdot (n - 5)) / (4 \cdot e_a), \quad (3.53)$$

де  $n$  – ступінь точності зубчастих коліс

$$n = 7$$

$$K_{Fa} = (4 + (1.672 - 1) \cdot (7 - 5)) / (4 \cdot 1.672) = 0.799$$

$$s_{F1} = F_{t1} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_b \cdot K_{Fa} / (b_1 \cdot m_n), \quad (3.54)$$

$$s_{F1} = 5848 \cdot 1.07 \cdot 4.28 \cdot 0.804 \cdot 0.799 / (18.6 \cdot 2.5) = 369.8 \text{ Н/мм}^2 \leq [s_F]$$

$$s_{F2} = 5848 \cdot 1.07 \cdot 3.61 \cdot 0.804 \cdot 0.799 / (16.6 \cdot 2.5) = 349.5 \text{ Н/мм}^2 \leq [s_F]$$

Умова міцності на вигин виконане.

Розрахунок зубів на контактну витривалість.

Формула перевірного розрахунку зубів на контактну витривалість для косозубої передачі:

$$s_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{M_{кр} \cdot K_H \cdot (i + 1)^3 / (b \cdot i^2)} \leq [s_H], \quad (3.55)$$

де  $s_H$  – контактні напруги на поверхні зуба

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MP TAM 21 18172. 000 ПЗ				60

$[s_H]$  – контактні напруги, що допускаються

$$[s_H] = s^0_{Hlimb} \cdot K_{HL} / ([S_H] \cdot K_M), \quad (3.56)$$

де  $s^0_{Hlimb}$  - межа контактної витривалості при базовім числі циклів

$$s^0_{Hlimb} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 58 = 1334 \text{ МПа}$$

$K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = 1$$

$[S_H]$  – коефіцієнт безпеки

$$[S_H] = 1.1$$

$$[s_H] = 1334 \cdot 1 / (1.1 \cdot 1) = 1212.7 \text{ Н/мм}^2$$

$M_{кр}$  – крутний момент у зачепленні шестірень

$K_H$  – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження

і нерівномірність розподілу навантаження між зубами й по ширині зуба

$$K_H = K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (3.57)$$

де  $K_{Ha}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами. Для 7-й ступені точності:

$$K_{Ha} = 1.0$$

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зуба.

Для несиметричного розташування зубчастих коліс щодо опор і твердості поверхні зуба >350НВ:

$$K_{H\beta} = 1.15$$

$K_{H\nu}$  – динамічний коефіцієнт

$$K_{H\nu} = 1.05$$

$$K_H = 1 \cdot 1.15 \cdot 1.05 = 1.208$$

$$s_H = \frac{270}{72} \cdot \sqrt{160 \cdot 1.208 \cdot \frac{(1.632+1)^3}{16.6 \cdot 1.632^2}} = 1058.5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [s_H]$$

Умова довговічності передачі по контактному навантаженню виконане із запасом.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					61



Висновки: У конструкторській частині магістерської роботі зроблений тяговий розрахунок автомобіля Шевроле-Нива, розроблена конструкція коробки передач із міжосьовою відстанню 72 мм, що на 4 мм більше діючого, розраховану для передачі крутного моменту 160 Нм. Розраховані основні параметри шестірень постійного зачеплення ( як найбільш навантажене зачеплення) і розрахунок зубів на вигин і на контактну витривалість. Зроблений розрахунок кінематики синхронізованих шестірень заднього ходу, перелічені основні параметри синхронізованої задньої передачі.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

#### 4 Технологічний процес складання вторинного вала коробки передач

##### 4.1 Аналіз змін конструкції, що приводять до зміни технології складання

Розроблена конструкція трьохвальної коробки передач для установки на автомобіль «Шевроле-Нива», розрахована для установки на силовий агрегат із крутним моментом до  $M_e = 160$  Нм. Від діючої коробки, дана коробка відрізняється наступним: збільшеною міжосьовою відстанню; відсутністю проміжних підшипників і, відповідно, більш коротким вторинним валом; синхронізованою передачею заднього ходу; Технологічний процес складання пропонованої коробки аналогічний діючому технологічному процесу складання коробки передач автомобіля «Шевроле-Нива», однак у зв'язку із застосованими змінами необхідне коректування технологічного процесу складання вторинного вала. Деталі в розробці нових технологічних процесів не мають потреби, оскільки є модернізацією одиниць, що вже випускаються, і для їхнього виробництва потрібно лише перенастроювання обробного встаткування.

##### 4.2 Розробка техпроцесу складання вторинного вала коробки передач

###### 4.2.1 Вибір і обґрунтування техпроцесу складання вторинного вала коробки передач

При проектуванні технологічних процесів складання вихідними даними служать складальні креслення виробу, специфікації вхідних у вузли деталей, технічні вимоги приймання виробу й вузлів, розмір виробничого будинку й строк виконання, умови виконання складальних робіт. У результаті вивчення складальних і робочих креслень, службового призначення виробу, розмірного аналізу складальних креслень намічаються з урахуванням програми випуску виробу основні етапи проектування складального процесу.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибір організаційної форми складання визначається заданою програмою випуску виробів. У випадку масового й серійного виробництва веденого диска зчеплення застосовують потокове складання. Вибираємо рухливе потокове складання шляхом послідовної передачі об'єктів, що збираються, по операціях за допомогою механічних пристроїв.

При поточковим складанні в результаті диференціації процесу досягається краща спеціалізація робітників, підвищується продуктивність праці внаслідок механізації складальних операцій, скорочується тривалість процесу, знижується собівартість складальних робіт. Основні фактори, що характеризують потокове складання: закріплення за кожним робочим місцем певної складальної операції; передача об'єкта, що збирається, для виконання наступної операції негайно після закінчення попередньої; ритмічна синхронна робота на всіх об'єктах, що збираються, складальної лінії; злагоджена й чітка робота всіх суміжних ділянок і обслуговуючих потік учасників виробництва; можливість широкого впровадження засобів механізації.

При організації поточкового рухливого складання потрібно чітка й злагоджена робота всіх суміжних і обслуговуючих поточною лінію ділянок (постачання заготовками, інструментом, технічне обслуговування встаткування і т.д.)

Характеристика організаційної форми складання:

1. Річний фонд робочого часу:

$$\Phi = D_p \cdot c \cdot T_{cm} \cdot \eta_p; \quad (4.1)$$

де  $D_p$  – число робочих днів у році;

$c$  – число робочих змін за день;

$T_{cm}$  – тривалість робочої зміни;

$\eta_p$  – коефіцієнт, що враховує втрати часу на ремонт

Устаткування ( $\eta_p = 0.98$  – при однозмінній роботі й  $\eta_p = 0.97$  при двозмінній роботі)

$$\Phi = 289 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 0.97 = 4485.28 \text{ ч.}$$

										Арк.
										65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MP TAM 21 18172. 000 ПЗ					

2. Такт лінії:

$$r = \Phi \cdot 60 / N_{\text{год}}, \quad (4.2)$$

де  $N_{\text{год}}$  – річна програма випуску ( $N_{\text{год}} = 100000$  шт.).

$$r = 4485.28 \cdot 60 / 100000 = 2.69 \text{ мин/шт.}$$

Тому що прийнята потокова форма складання, той необхідно штучний час, на операції технологічного процесу складання вторинного вала коробки передач, синхронізувати з тактом випуску див. табл. 3.2.

3. Ритм лінії:

$$R = r / 60, \quad (4.3)$$

$$R = 2.69 / 60 = 0.045 \text{ шт}$$

4. Темп лінії:

$$T_{\text{л}} = 60 / r, \quad (4.4)$$

$$T_{\text{л}} = 60 / 2.69 = 22.3 \text{ шт/ч.}$$

#### 4.2.2 Технологія складання вторинного вала коробки передач автомобіля «Шевроле-Нива».

Складання вторинного вала коробки передач здійснюється у дві операції, дані, по нормуванню всіх видів робіт, зведено в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Перелік основних і допоміжних переходів

№ п.п.	Зміст основних і допоміжних переходів	Час, хв
	Складання переднього кінця вторинного вала	
1	Установити в оправлення за довгу частину вал вторинний 16.РБ.01.025-1701105	0,09
2	Дістати з контейнера шестірню третьої передачі 16.РБ.01.025-1701114	0,05
3	Установити шестірню третьої передачі 16.РБ.01.025-1701114	0,06
4	Дістати з контейнера маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119	0,05
5	Виставити в пази на валу 16.РБ.01.025-1701105 маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119	0,05

						Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	





Продовження табл. 4.2

	5	Виставити в пази на валу 16.РБ.01.025-1701105 маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119		
	6	Установити маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119 за допомогою оправлення й молотка		
	7	Дістати з контейнера муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025- 1701116		
	8	Установити муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025-1701116		
	9	Дістати з контейнера шайбу пружинну маточини синхронізатора 16.РБ.01.025-1701115		
	10	Установити шайбу пружинну маточини синхронізатора 16.РБ.01.025-1701115		
	11	Установити кільце стопорне 16.РБ.01.025-1701117 за допомогою оправлення й молотка		
020	Складання вихідного кінця вторинного вала		молоток бронзовий пуансон для буд. 16.РБ.01.025- 1701119	2.69
	1	Вийняти вал вторинний з оправлення й установити зворотною стороною		
	2	Дістати з контейнера шестірню другої передачі в зборі 16.РБ.01.025-1701125		
	3	Установити шестірню другої передачі в зборі 16.РБ.01.025-1701125		
	4	Дістати з контейнера маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119		
	5	Виставити в пази на валу 16.РБ.01.025-1701105 маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119		
	6	Установити маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701119 за допомогою оправлення й молотка		
	7	Дістати з контейнера муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025- 1701116		

					МР ТАМ 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Продовження табл. 4.2

8	Установити муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025-1701116		
9	Дістати з контейнера шестірню першої передачі в зборі 16.РБ.01.025- 1701110		
10	Установити шестірню 1-ї передачі на вторинний вал		
11	Дістати з контейнера шестірню заднього ходу вторинного вала в зборі 16.РБ.01.025-1701138		
12	Установити шестірню заднього ходу вторинного вала в зборі 16.РБ.01.025-1701138 на вторинний вал		
13	Дістати з контейнера маточину синхронізатора 5-й передачі 16.РБ.01.025- 1701174		
14	Установити маточину синхронізатора 16.РБ.01.025-1701174 на шліци		
15	Дістати з контейнера муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025- 1701116		
16	Установити муфту ковзну синхронізатора 16.РБ.01.025-1701116		
17	Дістати з контейнера шестірню п'ятої передачі в зборі 16.РБ.01.025- 1701154		
18	Установити шестірню п'ятої передачі в зборі 16.РБ.01.025-1701154		
19	Установити попередньо внутрішнє кільце підшипника 16.РБ.01.025-1701073 на вторинний вал		
20	Установити внутрішнє кільце 16.РБ.01.025-1701073 за допомогою оправлення й молотка		
21	Перевірити легкість обертання шестірень на валу		
22	Покласти готовий вузол на стелаж		

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

Арк.

70

Висновки: розписаний зміст і послідовність операцій по складанню вторинного вала коробки передач автомобіля «Шевроле-Нива». На підставі отриманих даних розроблена технологічна карта складання вторинного вала коробки передач.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 5.1 Розрахунок собівартості проектованого вузла

### 1. Розрахунок статті витрат “Сировина і матеріали”

Розрахункова формула:

$$M = Ц_m \cdot Q_m (1 + K_{тзр}/100 - K_{вот}/100), \quad (5.1)$$

де  $Ц_m$  – оптова ціна матеріалу і-го виду, грн.,

$Q_m$  – норма витрати матеріалу і-го виду, кг, м.

$K_{тзр}$  – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, %

$K_{вот}$  – коефіцієнт зворотних відходів, %.

Розрахунок зводимо в таблицю.5.2.

Таблиця 5.2 - Розрахунок статті витрат “Сировина і матеріали

№ п/п	Найменування матеріалів	Норма витрати	Середня ціна за од. вим. грн.	Сума, грн.	Норма витрати	Середня ціна за од. вим. грн.	Сума, грн.
1	Кування чорного металу (сталь 20 ХГНМ), кг	12.25	121.12	1,483.72	13.45	121.12	1,629.06
2	Гарячекатаний прокат, кг	2.7	132.77	358.48	2.8	132.77	371.76
3	Аркушевий прокат, кг	0.1	130.57	13.06	0.2	130.57	26.11
4	Лиття кольорового металу (сплав алюмінієвий АК 12М2)	9.8	243.34	2,384.73	9.88	243.34	2,404.20
5	Прокат кольорового металу (труба), кг	0.35	263.81	92.33	0.3	263.81	79.14
6	Лиття пластмаси, кг	0.3	60.16	18.05	0.3	60.16	18.05
7	Лісоматеріали, м3	0	0	0.00	0	0.00	0.00



Продовження табл. 5.3

РАЗОМ:		2264.10
Транспортно-заготівельні витрати Ктер, %	1.45%	32.83
УСЬОГО:		2296.93

Для проектного вузла

№ п/п	Найменування напівфабрикатів	Кількість	Середня ціна за 1шт, грн.	Сума,грн.
1.	Підшипники, шт.	4	117.00	468.00
2.	Сальники, шт.	2	100.05	200.10
3.	Прокладки, шт.	5	23.25	116.25
4.	Масло трансмісійне, л.	1.5	54.00	81.00
5.	Кріплення болтів, нормалі, шт.	76	3.15	239.40
6.	Деталі привода керування	8	85.50	684.00
7.	Інші готові вироби, грн.	5	37.50	187.50
РАЗОМ:				1976.25
Транспортно-заготівельні витрати Ктер, %			1.45%	28.66
УСЬОГО:				2004.91

3. Розрахунок статті витрат “Основна заробітна плата виробничих робітників”

$$Z_0 = Z_m \cdot (1 + K_{\text{прем}}/100) \text{ грн}, \quad (5.3)$$

де  $Z_m$  – тарифна заробітна плата, грн., яка розраховується по формулі:

$$Z_m = \text{Порівн. } i - T_i \text{ грн}$$

де  $\text{Порівн. } i$  – годинна тарифна ставка, грн.

$T_i$  – трудомісткість виконання операції, година.

$K_{\text{прем.}}$  – коефіцієнт премій і доплат, пов'язаних з роботою на виробництві, %.

Розрахунок виконуємо диференційовано по видах робіт у табличній формі.

Для базового вузла

											Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
											75

Таблиця 5.4 - Розрахунок статті витрат "Основна заробітна плата виробничих робітників"

№ п/п	Види операцій	Розряд роботи	Трудомісткість, година	Годинна тарифна ставка, грн.	Тарифна зарплата, грн.
1.	Ливарні	5	1.3	68.86	89.51
2.	Обробні	5	2.7	68.86	185.91
3.	Штампувальні	5	0.7	68.86	48.20
4.	Зварювальні	4	0.15	62.04	9.31
5.	Складальні	3	0.62	60.51	37.52
РАЗОМ:					370.45р
Преміальні доплати		23%			85.20
Основна з/п					455.65

Для проектового вузла

№ п/п	Види операцій	Розряд роботи	Трудомісткість, година	Годинна тарифна ставка, грн.	Тарифна зарплата, грн.
1.	Ливарні	5	1.3	68.86	89.51
2.	Обробні	5	2.65	68.86	182.47
3.	Штампувальні	5	0.7	68.86	48.20
4.	Зварювальні	4	0.15	62.04	9.31
5.	Складальні	3	0.6	60.51	36.31
РАЗОМ:					365.79
Преміальні доплати		23%			84.13
Основна з/п					449.92

4. Розрахунок собівартості пункту «Додаткова заробітна плата працівників виробництва»





таблицю.

Таблиця 5.5 - Порівняльна калькуляція собівартості базового й проектного виробу

№ п/п	Найменування показників	Позначення	Витрат на одиницю виробу (база)	Витрат на одиницю виробу (проект)
A	1	2	3	4
1	Вартість основних матеріалів	М	5,089.97	4,911.21
2	Вартість комплектуючих виробів	Пи	2,296.93	2,004.91
3	Основна заробітна плата виробничих робітників	Зо	455.65	449.92
4	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	Здоп.	54.68	53.99
5	Страхові внески в ПФР, ФОМС, ФСС	Із с.в.	153.10	131.02
6	Витрати на змісті експлуатацію встаткування	Ссод.обор.	883.96	872.84
7	Цехові витрати	Сцех.	833.84	823.35
8	Витрати на інструменті оснащення	Синстр.	13.67	13.50
9	Цехова собівартість	Сцех.с/з	9,781.80	9,260.74
10	Загальнозаводські витрати	Соб.завод.	979.65р.	967.33р.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

Арк.

79





проекту)

$$A_{\text{КРИТ}} = \frac{З_{\text{ПОСТ.Н.}}}{Ц_{\text{ОТП.Н.}} - З_{\text{ПЕРЕМ.УД.Н.}}}, \quad (5.25)$$

$$A_{\text{КРИТ}} = 318842000 / (14689.38 - 7551.05) = 44666.19 \text{ шт.}$$

Округляємо до 45000 шт.

За отриманими даними будуюмо графік безбиткового виробництва.



Рисунок 5.1 - Розрахунок комерційної ефективності проекту

Щорічний обсяг продажів

Передбачуваний період виробництва нового виробу 5 років. Щорічне збільшення обсягу виробництва:

$$\Delta = \frac{V_{\text{ГОД}} - A_{\text{кр}}}{n - 1}$$

де  $n$  – кількість років виробництва нового виробу з обліком перед виробничої підготовки,  $n = 6$  років.

Тоді:

$$\Delta = (100000 - 45000)/(6 - 1) = 11000$$

Обсяг продажів виробу в перший рік виробництва складе:

$$V_{\text{прод}_1} = A_{\text{кр}} + \Delta, \text{ шт.}$$

$$V_{\text{ПРО}_1} = 45000 + 11000 = 56000 \text{ шт.}$$

Обсяг продажів виробу в наступні роки визначається як

$$V_{\text{прод}_i} = V_{\text{прод}_{i-1}} + \Delta, \text{ шт.}$$

У такий спосіб:

$$V_{\text{ПРО}_2} = 56000 + 11000 = 67000 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{ПРО}_3} = 69400 + 11000 = 78000 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{ПРО}_4} = 79600 + 11000 = 89000 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{ПРО}_5} = 89800 + 11000 = 100000 \text{ шт.}$$

Виторг по роках

$$\text{Виручка}_i = \text{Цотп} \cdot V_{\text{прод}_i}, \text{ грн.}$$

$$\text{Виторг}_1 = 14689.38 \times 56000 = 822605280 \text{ грн.}$$

$$\text{Виторг}_2 = 14689.38 \times 67000 = 984188460 \text{ грн.}$$

$$\text{Виторг}_3 = 14689.38 \times 78000 = 1145771640 \text{ грн.}$$

$$\text{Виторг}_4 = 14689.38 \times 89000 = 1307354820 \text{ грн.}$$

$$\text{Виторг}_5 = 14689.38 \times 100000 = 1468938000 \text{ грн.}$$

Змінні витрати по роках

$$\text{Зпер}_i = \text{Зпер. уд.} \cdot V_{\text{прод}_i}, \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер1.б} = 8050.33 \times 56000 = 450818480 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер2.б} = 8050.33 \times 67000 = 539372110 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер3.б} = 8050.33 \times 78000 = 627925740 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер4.б} = 8050.33 \times 89000 = 716479370 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер5.б} = 8050.33 \times 100000 = 805033000 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер1.н} = 7551.05 \times 56000 = 422858800 \text{ грн.}$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Зпер2.н} = 7551.05 \times 67000 = 505920350 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер3.н} = 7551.05 \times 78000 = 588981900 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер4.н} = 7551.05 \times 89000 = 672043450 \text{ грн.}$$

$$\text{Зпер5.н} = 7551.05 \times 100000 = 755105000 \text{ грн.}$$

Амортизація

Розрахункова формула:

$$A_m = A_m.\text{уд} \times V_{\text{год}}$$

$$A_m = 155.22 \times 100000 = 15522000 \text{ грн.}$$

Повна собівартість по роках

$$\text{Сполн}_i = \text{Зпер}_i + \text{Зпост. грн}$$

$$\text{Сполн1. б} = 450818480 + 324919000 = 775737480 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн2. б} = 539372110 + 324919000 = 864291110 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн3. б} = 627925740 + 324919000 = 952844740 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн4. б} = 716479370 + 324919000 = 1041398370 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн5. б} = 805033000 + 324919000 = 1129952000 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн1. н} = 422858800 + 318842000 = 741700800 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн2. н} = 505920350 + 318842000 = 824762350 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн3. н} = 588981900 + 318842000 = 907823900 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн4. н} = 672043450 + 318842000 = 990885450 \text{ грн.}$$

$$\text{Сполн5. н} = 755105000 + 318842000 = 1073847000 \text{ грн.}$$

Сумарна повна собівартість за період виробництва

$$\sum \text{Сполн} = \sum_{i=1}^5 \text{Сполн}_i$$

$$\Sigma \text{Сполн.б} = 775737480 + 864291110 + 952844740 + 1041398370 + \\ + 1129952000 = 4764223700 \text{ грн.}$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma C_{\text{полн.н}} = 741700800 + 824762350 + 907823900 + 990885450 + 1073947000 = 4539119500 \text{ грн.}$$

Як бачимо, виготовлення модернізованої коробки передач дешевше, чим виробництво базової, тому  $ЧД_i$  знаходимо без обліку суспільного ефекту.

Оподатковуваний прибуток по роках

$$\text{Пр. обл.}_i = \text{Виручка}_i - \text{Сполн.}_i, \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 1. б} = 822605280 - 775737480 = 46867800 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 2. б} = 984188460 - 864291110 = 119897350 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 3. б} = 1145771640 - 952844740 = 192926900 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 4. б} = 1307354820 - 1041398370 = 265956450 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 5. б} = 1468938000 - 1129952000 = 338986000 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 1. н} = 822605280 - 741700800 = 80904480 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 2. н} = 984188460 - 824762350 = 159426110 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 3. н} = 1145771640 - 907823900 = 237947740 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 4. н} = 1307354820 - 990885450 = 316469370 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. обл. 5. н} = 1468938000 - 1073947000 = 394991000 \text{ грн.}$$

Податок на прибуток

$$\text{Нпр}_i = \text{Пр. обл.}_i \cdot 0.20 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр1. б} = 46867800 \times 0.20 = 9373560 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр2. б} = 119897350 \times 0.20 = 23979470 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр3. б} = 192926900 \times 0.20 = 38585380 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр4. б} = 265956450 \times 0.20 = 53191290 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр5. б} = 338986000 \times 0.20 = 67797200 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр1. н} = 80904480 \times 0.20 = 16180896 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр2. н} = 159426110 \times 0.20 = 31885222 \text{ грн.}$$

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

$$\text{Нпр3.н} = 237947740 \times 0.20 = 47589548 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр4.н} = 316469370 \times 0.20 = 63293874 \text{ грн.}$$

$$\text{Нпр5.н} = 394991000 \times 0.20 = 78998200 \text{ грн.}$$

Прибуток чистий по роках

$$\text{Пр. ч}_i = \text{Пр. обл}_i - \text{Нпр}_i, \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч1.б} = 46867800 - 9373560 = 37494240 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч2.б} = 119897350 - 23979470 = 95917880 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч3.б} = 192926900 - 38585380 = 154341520 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч4.б} = 265956450 - 53191290 = 212765160 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч5.б} = 338986000 - 67797200 = 271188800 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч1.н} = 80904480 - 16180896 = 64723584 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч2.н} = 159426110 - 31885222 = 127540888 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч3.н} = 237947740 - 47589548 = 190358192 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч4.н} = 316469370 - 63293874 = 253175496 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр. ч5.н} = 394991000 - 78998200 = 315992800 \text{ грн.}$$

Діаграма зростання прибутку має такий вигляд:



Рисунок 5.2 - Діаграма зростання прибутку

Поточний чистий дохід (накопичене сальдо)

$$\text{ЧД}_i = \text{Ін. ч.і.н.} - \text{Ін. ч.і.б.} + A_M$$

$$\text{ЧД}_1 = 37494240 - 64723584 + 11522000 = 38751344 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧД}_2 = 95917880 - 127540888 + 11522000 = 43145008 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧД}_3 = 154341520 - 190358192 + 11522000 = 47538672 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧД}_4 = 212765160 - 253175496 + 11522000 = 51932336 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧД}_5 = 271188800 - 315992800 + 11522000 = 56326000 \text{ грн.}$$

Поточний чистий потік грошей

$$\text{ЧПД}_i = \text{ЧД}_i \cdot a_1, \text{ грн.}$$

де  $a_1$  – коефіцієнт дисконтування першого року випуску нового виробу.

Норма дисконту:  $E = 10\%$ . Відповідні значення коефіцієнта дисконтування такі:

$$a_1 = 0.909;$$

$$a_2 = 0.826;$$

$$a_3 = 0.751;$$

$$a_4 = 0.683;$$

$$a_5 = 0.621.$$

У результаті одержуємо наступні значення поточного чистого потоку грошей:

$$\text{ЧПД}_1 = 38751344 \times 0.909 = 35224971.70 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧПД}_2 = 43145008 \times 0.826 = 35637776.61 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧПД}_3 = 47538672 \times 0.751 = 35701542.67 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧПД}_4 = 51932336 \times 0.683 = 35469785.49 \text{ грн.}$$

$$\text{ЧПД}_5 = 56326000 \times 0.621 = 34978446 \text{ грн.}$$

### 5.3 Розрахунок потреби в формуванні капіталу інвестицій

Розрахункова формула:

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$I_0 = \text{Кинв} \cdot \Sigma \text{Сполн. грн.}$$

де Кинв. – коефіцієнт формування капіталу інвестицій. Його величина становить  $\text{Кинв.} = 1.8\%$

Тоді:

$$I_0 = 1.8 \times 4539119500 = 81704151.00 \text{ грн.}$$

Чистий знижений дохід

$$\text{ЧЗД} = \Sigma \text{ЧПД} - I_0, \text{ грн.}$$

$$\text{ЧЗД} = 177012522.46 - 81704151.00 = 95308371.46 \text{ грн.}$$

Індекс прибутковості

Визначається по формулі:

$$IM = \frac{\text{ЧЗД}}{I_0}$$

$$ID = 95308371.46 / 81704151.00 = 1.17$$

5.4 Строк окупності проекту

$$\text{Токуп.} = \frac{I_0}{\text{ЧЗД}} \text{ год.}$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{81704151.00}{95308371.46} = 0.86 \text{ року}$$

Усі отримані економічні показники зводимо в таблицю.

Таблиця 5. 7 - Показники економічної ефективності проекту

Найменування показників	Умовна позначка	Одиниці виміру	Роки					
			0	1	2	3	4	5
1		2	3	4	5	6	7	8
Обсяг продажів	Впрод.	Шт.	0	56000	67000	78000	89000	100000
Відпускна ціна за одиницю продукції (грн.) Цотп.б	Цотп.	Грн.		14689.38				
Виторг від продажів	Виторг	Грн.		822605280	984188460	1145771640	1307354820	1468938000

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

Продовження табл. 5.7

Змінні витрати	Зпер.б	Грн.		450818480	539372110	627925740	716479370	805033000
	Зпер.н	Грн.		422858800	505920350	588981900	672043450	755105000
Амортизація	Ам.н	Грн.		11522000				
Постійні витрати	Зпост.б	Грн.		324919000				
	Зпост.н	Грн.		318842000				
Повна собівартість	Сполн.б	Грн.		775737480	864291110	952844740	1041398370	1129952000
	Сполн.н	Грн.		741700800	824762350	907823900	990885450	1073947000
Сумарна повна собівартість за період виробництва	Єсполн.н	Грн.		4539119500				
Оподатковуваний прибуток	Ін.обл.б	Грн.		46867800	119897350	192926900	265956450	338986000
	Ін.обл.н	Грн.		80904480	159426110	237947740	316469370	394991000
Податок на прибуток	Нпр.б	Грн.		9373560	23979470	38585380	53191290	67797200
	Нпр.н	Грн.		16180896	31885222	47589548	63293874	78998200
Прибуток чистий	Ін.ч.б	Грн.		37494240	95917880	154341520	212765160	271188800
	Ін.ч.н	Грн.		64723584	127540888	190358192	253175496	315992800
Відрахування на соціальні потреби	Ссоц.н.б	Грн.		153.1				
	Ссоц.н.н	Грн.		131.02				
Поточний чистий дохід	Чді	Грн.		38751344	43145008	47538672	51932336	56326000
Норма дисконту	Е	%		0.1				
Коефіцієнт дисконтування	$\alpha$			0.909	0.826	0.751	0.683	0.621
Поточний чистий дисконтований дохід	Чдді	Грн.		35224971.7	35637776.61	35701542.67	35469785.49	34978446
Сумарний чистий поточний дисконтований дохід	ЄЧЗД	Грн.		177012522.46				
Коефіцієнт формування капіталу інвестицій	Кинв.	1.80%						
Капіталоутворююча інвестиції	Jo		81,704,151.00					
Індекс прибутковості	JD	Грн.		1.17				

Арк.

MP TAM 21 18172. 000 ПЗ

89

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата



інвестиційний проект – коробки передач для автомобіля «Шевроле-Нива» зі збільшеною міжосьовою відстанню й зміненою геометрією вторинного й проміжного валів, синхронізованою передачею заднього ходу – доцільний.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6 Безпека та екологічність ділянки складання вторинного вала.

### 6.1 Опис робочого місця.

У даній роботі розглядається ділянка складання вторинного вала коробки передач автомобіля «Шевроле-Нива».

Складання вторинного вала коробки передач складається із двох операцій, ділянка складання представляє частину цеху по складанню коробки передач. На ділянці розташовано два робочі місця з інструментами й пристосуваннями, контейнери з комплектуючими деталями й підвісний конвеєр, на підвісах якого доставляються під зборки з інших операцій і після складання кладе вторинний вал у зборі.

### 6.2 Небезпечні й шкідливі виробничі фактори на робочім місці.

Небезпечні й шкідливі виробничі фактори представлені на ділянці складання вторинного вала коробки передач автомобіля «Шевроле-Нива» зведено в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 - Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

	Небезпечні й шкідливі виробничі фактори	Джерела ОВПФ
фізичні	механізми, що рухаються й машини.	- до даних ОВПФ ставляться автотранспортувач, який здійснює перевезення контейнерів з комплектуючими готовою продукцією
	Рухливі частини виробничого встаткування	- до них ставиться підвісний конвеєр



#### 6.4 Заходи, спрямовані на забезпечення безпеки умов праці.

##### Заходи щодо забезпечення вимог по вентиляції

Для забезпечення чистоти повітря й нормалізації параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях крім місцевих пристроїв, що відсмоктують, забезпечують видалення шкідливих речовин з робочої зони, передбачена приточна-витяжка загально обмінна система вентиляції.

#### 6.5 Заходу щодо техніки безпеки згідно з інструкцією по охороні праці

Заходу щодо техніки безпеки згідно з інструкцією - інструкція з охорони праці для слюсарів механоскладальних робіт.

##### Загальні вимоги безпеки

- 1) Дана інструкція містить основні вимоги для слюсарів механоскладальних робіт, що працюють на складанні вузлів і механізмів.
- 2) Без дозволу майстра забороняється виконувати роботу, що не входить у коло обов'язків робітника.
- 3) При виконанні робіт потрібно бути уважним, не відволікатися сторонніми справами й не відволікати інших робітників.

На території заводу й цеху (у дворі, у будинку, на під'їзних коліях) у запобіганні травмування необхідно виконувати наступні правила:

- 1) Не пересуватися бігцем. При русі по сходах вставок, майданчикам обслуговування, рампам, перехідним місткам і т.д. триматися за поруччя, проявляти обережність і уважність.
- 2) Не проходити в місцях не призначених для проходу, не перебігати шлях перед транспортом, що рухається.
- 3) Курити тільки в певні для цього місцях.
- 4) Не підходити й не доторкатися до оголених проводів і струмоведучим частинам устаткування.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- 4) при виявленні несправності встаткування;
- 5) при збиранні, змащенні, чищенні робочого місця;

Для видалення затиснених деталей і вузлів необхідно:

- 1) відключити встаткування;
- 2) відкрити захисне огороження;
- 3) звільнити деталь гачком або важелем;
- 4) забрати деталь, що звільнився;
- 5) закрити захисне огороження й застопорити його.

Якщо звільнити затиснену деталь звільнити не вдалося викликати на допомогу наладчика або бригадира.

Забезпечення пожежної безпеки.

По вибухопожежної і пожежної безпеки складальному цеху привласнена категорія Д - виробництво, де обробляються не горючі речовини в холодному стані.

Згідно СНіП 21-01-97 (будівельні норми й правила) для приміщень площею до 200м<sup>2</sup> необхідно наявність двох вогнегасників обсягом 5 літрів. При загорянні в таких приміщеннях для гасіння вогню переважно використовувати пінні, водні або порошкові вогнегасники місткістю 5 л (ОВП-5, ОХП-5, ОВ-5 або ОП-5). Приміщення повинне бути обладнане датчиками диму й підвищеної температури. Ступінь вогнестійкості приміщення 120 хвилин.

Евакуація повинна здійснюватися по шляхах евакуації через евакуаційні виходи. Шляхи показані на планах евакуації, розміщених на стінах приміщення. Число евакуаційних виходів з будинків, з кожного поверху не менш двох.

#### 6.6 Екологічні показники коробки передач

Розглянемо конструкцію коробки передач як агрегату автомобіля формуючого його показники токсичності, зовнішнього й внутрішнього шуму.

У цей час до автомобіля в Україні застосовуються вимоги ДСТУ 41.51

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					96

«Зовнішній шум автотранспортних засобів. Методи виміру й припустимі рівні», ДСТУ 51616 «Внутрішній шум автотранспортних засобів. Методи виміру й припустимі рівні», ДСТУ 52231-2004

«Зовнішній шум автомобілів в експлуатації. Припустимі рівні й методи виміру» і ДСТУ 17.2.2.03-87 «Норми й методи виміру рівня окиси вуглецю й вуглеводню в газах, що відробили, автомобілів з бензиновими й дизельними двигунами».

Обмеження по токсичності газів, що відробили, застережені міжнародними нормами - Правила ЕЭК ООН R 83-05, R 15-04, R 103, R101.

Міжнародні норми за рівнем зовнішнього й внутрішнього шуму зазначено в директиві 96/20 ЄЕС, «Правилі 51-01» ЕЭК ООН «Зовнішній шум автотранспортних засобів. Методи виміру, гранично припустимі рівні», «Правилі 51-02» ЕЭК ООН про обмеження по гучності автомобіля із гранично припустимим значенням  $\leq 74$ дба для легкових автомобілів категорій М, N.

Тому що базовий автомобіль «Шевроле-Нива» задовольняє всім діючим національним і міжнародним нормам, що регламентують рівні зовнішнього й внутрішнього шуму й токсичності, отже автомобіль «Шевроле-Нива» з розробленою коробкою передач, також буде задовольняти поставленим вимогам.

Висновок: у результаті проведених мною досліджень були виявлені небезпечні й шкідливі виробничі фактори на ділянці складання вторинного вала коробки передач для автомобіля «Шевроле-Нива». На основі чого проведений ряд заходів для їхнього усунення й забезпечення безпечних умов праці слюсарів механоскладальних робіт, а так само відповідності приміщення для складання всім санітарним нормам.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

1.Проведений огляд світових тенденцій розвитку, конструктивних напрямків і вимог, пропонованих до приводів керування механічних коробок передач легкових автомобілів.

2.Зроблений тягово – динамічний розрахунок автомобіля Шевроле-Нива.

3.Розроблена нова конструкція коробки передач для автомобіля Шевроле- Нива, Для збільшення переданого моменту з 127Нм до 160Нм змінена міжосьова відстань із 68мм до 72 мм, виключені проміжні підшипники й шестірня привода спідометра, у зв'язку із чим відкоректована геометрія вторинного й проміжного валів, довжина розробленої коробки скорочена приблизно на 50 мм. Розраховані основні параметри шестірень постійного зачеплення ( як найбільш навантажене зачеплення) і розрахунок зубів на вигин і на контактну витривалість. Зроблений розрахунок кінематики синхронізованих шестірень заднього ходу, перелічені основні параметри синхронізованої задньої передачі.

4.Розроблена технологія складання вторинного вала коробки передач автомобіля Шевроле-Нива в масовім виробництві.

5.Виявлені небезпечні й шкідливі виробничі фактори на ділянці складання вторинного вала коробки передач автомобіля Шевроле-Нива. На основі чого проведений ряд заходів для їхнього усунення. Розглянута конструкція коробки передач як агрегату автомобіля формуючого його показники токсичності й зовнішнього шуму.

Перелічена собівартість нової коробки передач автомобіля Шевроле-Нива по статтях витрат і питома вага кожної статті, отримана позитивний економічний ефект.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Г.В.Пачурин, Д.В. Соловьев, [и др.]; под общей редакцией С. М. Кудрявцева. – Н. Новгород, 2010. – 236 с.

10. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузову, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» [Текст] / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов. – М. : Машиностроение, 1984. –376 с.

11. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд [Текст] / Б.А. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1984. – 220 с.

12. Гаспарян, Г. А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля [Текст] / Г.А. Гаспарян. – М. :Машиностроение, 1978. – 351 с.

13. Вишняков, Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции 2 изд-е [Текст]/Вишняков Н.Н, Вахламов В.К, Нарбут А.Н. – М. :Машиностроение,1986. – 304 с.

14. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили [Текст] / В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М. : Машиностроение, 1973. – 490 с.

15. Раймпель, Й. Шасси автомобиля [Текст] / Й. Раймпель. – М. :Машиностроение, 1983. – 356 с.

16. Проикшат, А. Шасси автомобиля: Типы приводов [Текст] / А. Проикшат. – М. : Машиностроение, 1989. – 232 с.

17. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р.В.Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

18. Гольд А.И. Прочность и долговечность автомобиля. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1986.

19. Дымшиц И.И. Коробки передач. [Текст] - М., Машгиз, 1960.

20. Калашников С.Н. Справочник. Производство зубчатых колес. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1975.

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

					MP TAM 21 18172. 000 ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		