

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

«На правах рукопису»

УДК _____

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

_____ Олександр ОХРИМЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2020 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему _____ Вдосконалення системи рекуперації електромобіля

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 81мн

_____ Вайдич Іван Андрійович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ д.т.н., проф. Саленко О.Ф.

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу _____

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____ д.т.н, проф. Данильченко Ю.М

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-науковою
програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

О.В. Шевченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Вайдичу Івану Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Вдосконалення системи рекуперації електромобіля

науковий керівник дисертації Саленко О.Ф., д.тн. професор

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

затверджені наказом по університету від **“04” березня 2020 року № 800-с**

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження Розробка шасі повнопривідного електромобіля з вдосконаленою системою рекуперації

4. Предмет дослідження Повнопривідний електромобіль з вдосконаленою системою рекуперації

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: огляд принципів рекуперації енергії гальмування електромобіля, аналіз конструкцій існуючих електромобілів, опрацювання технічних новинок та рішень заданих приводу електромобіля _____

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Загальний вигляд електромобіля; 2)Складальний кресленик шасі електромобіля; 3) Складальні кресленики переднього та заднього приводів ; 4)Складальні

кресленики переднього та заднього редукторів; 5) Кінематична схема приводів електромобіля;

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

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

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Огляд сфер застосування рекуперативної системи	2.09-13.09	
2	Огляд існуючих електромобілів	16.09-27.09	
3	Розробка кінематичної схеми електромобіля	30.09-19.10	
4	Розрахунок та вибір параметрів приводу електромобіля	21.10-18.01	
5	Розробка конструкції шасі електромобіля. Створення 3D-моделі.	20.01-13.03	
6	Дослідження приводів електромобіля	16.03-20.04	
7	Оформлення креслень і ПЗ	11.05-15.05	

Студент _____ Вайдич І.А.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ д.т.н., проф. Саленко О.Ф.

РЕФЕРАТ

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Робота містить 83 сторінок, 62 рисунки і 12 таблиць, список літератури з 23 джерел.

Актуальність теми. З кожним роком кількість електромобілів збільшується і провідні автомобільні компанії переходять на виробництво електромобілів, а деякі навіть повністю відмовляються від бензинових і дизельних двигунів. І все сильніше постає питання у запасі руху електромобілів. Розвиток акумуляторних літій-іонних батарей дійшов до певної межі доцільності їх використання і збільшення. Тому система рекуперації кінетичної енергії покликана збільшити показник запасу ходу та збільшити шанси електромобіля стати провідним видом автомобілів

Мета і задачі дослідження. Мета даної роботи – розробка повнопривідного електромобіля з вдосконаленою системою рекуперації кінетичної енергії. Забезпечення більш ефективного використання електричної енергії двигунами електромобіля та приводом.

Для досягнення поставленої мети вирішувались такі задачі:

1. Огляд принципів рекуперації енергії та аналіз конструкцій існуючих електромобілів.
2. Планування експериментальних досліджень.
3. Розробка кінематичної схеми, компоновки та складального креслення шасі електромобіля.
4. Розробка конструкцій рами, приводів передньої та задньої осі
5. Розробка конструкцій редукторів приводу електромобіля.

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновано оригінальну конструкцію шасі повнопривідного електромобіля та системи рекуперації кінетичної енергії

Ключові слова: електромобіль, система рекуперації, асинхронний двигун, змінний струм

ABSTRACT

Structure and scope of work. The dissertation consists of an introduction, three sections, conclusions, a list of used sources, appendices. The work contains 83 pages, 62 figures and 12 tables, a list of references from 23 sources.

Actuality of theme. Every year the number of electric cars increases and the leading car companies switch to the production of electric cars, and some even completely abandon gasoline and diesel engines. And the question of the stock of electric cars is growing. The development of rechargeable lithium-ion batteries has reached a certain limit of their feasibility and increase. Therefore, the kinetic energy recovery system is designed to increase the power reserve and increase the chances of the electric car to become the leading type of car

The purpose and objectives of the study. The purpose of this work is to develop an all-wheel drive electric vehicle with an improved kinetic energy recovery system. Ensuring more efficient use of electricity by electric car engines and drive.

To achieve this goal, the following tasks were solved:

1. Review of the principles of energy recovery and analysis of existing electric vehicles.
2. Planning of experimental researches.
3. Development of the kinematic scheme, layout and assembly drawing of the chassis of the electric car.
4. Development of frame designs, front and rear axle drives
5. Development of designs of reducers of the drive of the electric car.

The practical significance of the obtained results. The original design of the chassis of the all-wheel drive electric car and the kinetic energy recovery system is offered

Keywords: electric car, recuperation system, induction motor, alternating current.

Реферат

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников, приложений. Работа содержит 83 страниц, 62 рисунки и 12 таблиц, список литературы из 23 источников.

Актуальность темы. С каждым годом количество электромобилей увеличивается и ведущие автомобильные компании переходят на производство электромобилей, а некоторые даже полностью отказываются от бензиновых и дизельных двигателей. И все сильнее возникает вопрос в запасе движения электромобилей. Развитие аккумуляторных литий-ионных батарей дошел до определенного предела целесообразности их использования и увеличения. Поэтому система рекуперации кинетической энергии призвана увеличить показатель запаса хода и увеличить шансы электромобиля стать ведущим видом автомобилей

Цель и задачи исследования. Цель данной работы - разработка полноприводного электромобиля с усовершенствованной системой рекуперации кинетической энергии. Обеспечение более эффективного использования электроэнергии двигателями электромобиля и приводом.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Обзор принципов рекуперации энергии и анализ конструкций существующих электромобилей.
2. Планирование экспериментальных исследований.
3. Разработка кинематической схемы, компоновки и сборочного чертежа шасси электромобиля.
4. Разработка конструкций рамы, приводов передней и задней оси
5. Разработка конструкций редукторов привода электромобиля.

Практическое значение полученных результатов. Предложена оригинальная конструкция шасси полноприводного электромобиля и системы рекуперации кинетической энергии

Ключевые слова: электромобиль, система рекуперации, асинхронный двигатель переменного тока

ЗМІСТ

ВСТУП.....	1
1. Огляд методів рекуперації кінетичної енергії гальмування електромобіля.	2
1.1. Застосування рекуперативної системи гальмування в транспорті та автомобілебудуванні.....	2
1.2. Основні принципи рекуперативної системи гальмування	11
Висновки до розділу	19
2. Будова шасі електромобіля.	20
2.1 Аналіз конструкцій існуючих електромобілів.	20
2.2 Вибір та обґрунтування компоновки електромобіля.....	27
2.3 Принципова схема електромобіля.....	29
2.4. Розрахунок приводу електромобіля.	32
2.4.1. Розрахунок та вибір двигуна електромобіля.	32
2.4.2. Розрахунок редукторів.	35
Висновки до розділу	35
3. Конструкція шасі електромобіля та перевірка основних вузлів за допомогою віртуального експерименту	62
3.1 Загальний вигляд шасі електромобіля.....	62
3.2 Рама електромобіля.....	64
3.3 Привод коліс електромобіля.....	66
3.3.1. Передній привід.....	66
3.3.1.1 Передній редуктор.	70
3.3.1. Задній привід.....	72
3.3.1.1 Задній редуктор.	76
Висновки до розділу	79
ВИСНОВКИ.....	80
Літературні джерела:	81

ВСТУП

Розвиток суспільства тісно пов'язаний з розвитком нових технологій. Адже технології покликані покращувати наше життя, полегшувати його та спрощувати деякі дії, які ми виконуємо кожного дня.

Розвиток автомобілебудування від створення першого автомобіля завжди базувався на потребах людей, які користуються автомобілями. Автомобіль покликаний переміщувати людей з пункту А в пункт Б безпечно, максимально комфортно та якомога швидше.

Але збільшення кількості автомобілів в один момент почало йти в розріз екологічній ситуації на нашій планеті, в розріз зі станом надр нашої планети і в пошуках альтернативи рушійної сили автомобілів інженерам прийшла на допомогу електрична енергія. Безшумна і не менш ефективна альтернатива постійно ревучим і задимленим двигунам внутрішнього згорання.

І однією з основних задач стоїть збільшення запасу ходу автомобілів на електричній тязі. І тут на допомогу розробникам, які борються за збільшення запасу ходу приходить система рекуперації кінетичної енергії.

1. Огляд методів рекуперації кінетичної енергії гальмування електромобіля.

1.1. Застосування рекуперативної системи гальмування в транспорті та автомобілебудуванні.

Автомобілебудівна промисловість є однією із самих наукоємних та високотехнологічних галузей, та, будучи тісно пов'язаною з багатьма іншими сферами, в економічно розвинених країнах вона відіграє одну із стратегічних ролей. Це одна з провідних галузей промисловості як за загальною вартістю всієї виготовленої продукції, так і за кількістю трудових ресурсів, які беруть участь у створенні цієї продукції.

Автомобілебудівна галузь належить до найбільш прибуткових галузей народних промисловостей з тієї причини, що вона сприяє постійному зростанню товарообігу та приносить чималі кошти в скарбницю країни за рахунок продаж як на світовому, так і на внутрішньому ринках.

Ця галузь промисловості постійно розвивається та вдосконалюється за рахунок постійного зростання транспортних потоків у зв'язку з розвитком і збільшенням активності для вирішення різноманітних завдань для країни, бізнесу та населення. Інновації, що впроваджуються в автомобілебудівну промисловість, неминуче змушують вдосконалювати своє виробництво. Загалом, розвиток цієї галузі робить будь-яку країну економічно сильною і більш незалежною.

Автомобілебудівна галузь України являє собою чимало підприємств-виробників моторизованих транспортних засобів, зокрема вантажних, легкових і спеціалізованих автомобілів, мотоциклів, тракторів, наземного громадського транспорту, а також агрегатів, деталей і комплектуючих до них. До цієї сфери належать підприємства, що займаються конструюванням, виробництвом, дизайном, маркетингом та продажем транспортних засобів. Автомобільна промисловість тісно співпрацює із заводами та підприємствами, які випускають двигуни, окремі вузли й агрегати.

У 90-х роках у зв'язку з загальним спадом виробництва багато підприємств промисловості опинились на межі банкрутства. Нажаль, технології автомобілебудування в Україні відходять від прогресу світового рівня щонайменше на 25 років, виробництво нових транспортних засобів скоротилось на 80–90%. Цю ситуацію можна

назвати критичною: підприємства не мають фінансування для модернізації свого виробництва, а продукція не користується попитом через неналежну якість.

Історія розвитку суспільства дала багато поштовхів для покращення транспортних засобів в цілому, для створення нових технологій, які зроблять автомобілі більш технологічними та екологічними.

Окрему частину в прогресі автомобілебудування займають транспортні засоби на електричній тязі або на гібридній тязі, де головною рушійною силою являється електрична енергія. Є електродвигуни різних видів: асинхронні, синхронні, на постійних магнітах, на постійному струмі чи змінному. Електроенергія - така тиха та безпечна, але потужна сила, яка не залишає шансів для розумного використання інших джерел енергії в приводах транспортних засобів.

На шляху розвитку електромобілів стояли перешкоди, які постійно створювалися нафтовими компаніями. Всіма можливими методами розвиток всіх галузей промисловості, які так чи інакше могли бути пов'язані з електромобілями гальмувалися чи взагалі знищувалися.

З огляду на це, відновлення розробок електромобілів стикається з проблемами, які спочатку заважали конкурувати з автомобілями на звичайних двигунах внутрішнього згорання, а зараз вже вирішуються доволі успішно.

Однією з таких проблем і ключовою в боротьбі з двигунами внутрішнього згорання є запас ходу електромобіля і, що найголовніше, час заряджання батареї електромобіля. Адже, при потребі візиту на заправну станцію звичайного автомобіля з паливним двигуном потрібно біля 5 хвилин, що заповнити повний бак бензином чи дизельним паливом. А, щоб повністю зарядити батарею електромобіля потрібно декілька годин при наявності вільного доступу до електромережі, на спеціалізованих зарядних станціях час очікування може зменшуватись до півтори-двох годин.

Ємність літій-іонних батарей дозволяє в сучасних умовах, при наявності зарядних станцій проїжджати відстань в межах від 150 до 500 кілометрів. Що достатньо для повсякденних задач, які стають перед автомобілістами, які пересуваються в населених пунктах: містах, містечках, селах. Та далекі подорожі на електромобілях можуть доставити власнику певні незручності.

З огляду на ці перешкоди можна зробити висновок, що конструювання і розробка електромобілів повинна бути націлена на максимальну ефективність і на зменшення втрат енергії приводами електромобілів. Відповідно до вищесказаного, вся енергія, яка генерується електромобілем під час руху повинна використовуватися для підзарядки батареї та для живлення приладів в салоні.

Відомо, що у замкненій системі кількість всієї енергії залишається незмінною, але види енергії можуть бути різними. Таким чином, під час гальмування автомобіля його кінетична енергія перетворюється у теплову та витрачається для нагрівання навколишнього середовища. Але цю енергію є можливість накопичувати та використовувати на користь в подальшому. Даний процес називається рекуперацією.

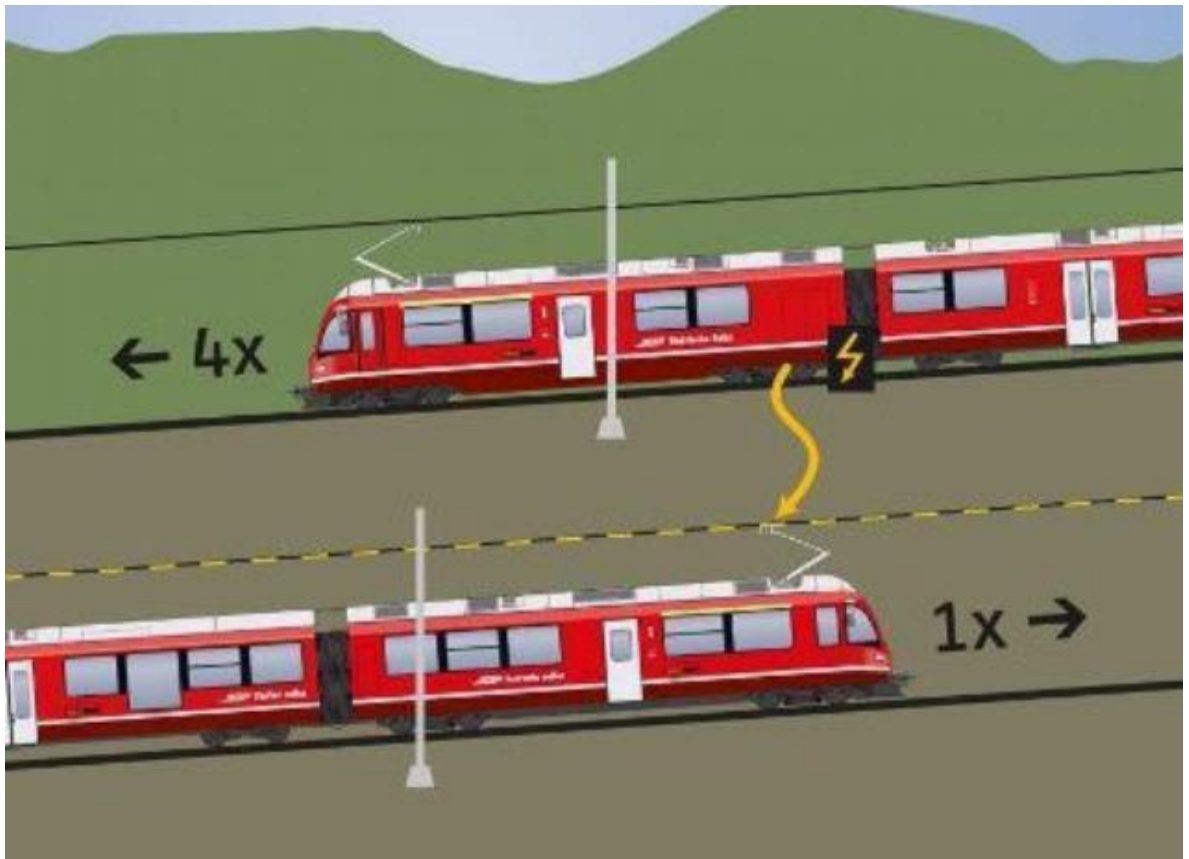


Рис.1.1 – Рекуперація на залізничній дорозі.

Рекуперація енергії гальмування не є новим рішенням. У електротранспорті рекуперативне гальмування використовується для зменшення споживання електроенергії під час уповільнення руху, припустим, електропоїзду. Електродвигун є оберненим механізмом та може працювати, перетворюючи електричної енергії у механічну

і навпаки. У цей час добута під час рекуперації енергія повертається у мережу та дає змогу забезпечити рух інших електричних транспортних засобів.

На електричних поїздах, де значення гальмівного шляху та кінетичної енергії є великими, це рішення себе добре зарекомендувало та використовується при експлуатації. Втім знадобився деякий час для того, щоб цей принцип збереження енергії на основі рекуперації знайшов своє призначення у автотранспорті.

В сучасних гібридних автомобілях та електромобілях використовується система рекуперативного гальмування, в основу якої покладено електричний спосіб рекуперації кінетичної енергії.

Рух транспортного засобу супроводжується кінетичною енергією. При гальмуванні та уповільнюванні руху з використанням звичайної гальмівної системи надлишок кінетичної енергії перетворюється в теплову енергію тертя гальмівного диска і гальмівних колодок, відповідно, витрачається даремно.

В системі рекуперативного гальмування для уповільнення та гальмування використовується електричний двигун, який є включеним в трансмісію автомобіля. При гальмуванні та уповільненні електричний двигун розпочинає роботу в генераторному режимі та електрична енергія, яка зберігається в акумуляторній батареї, виробляється за рахунок створення на валу двигуна гальмівного моменту. Електрична енергія, що запаслася, використовується в подальшому для забезпечення руху автомобіля.

Вживання системи рекуперативного гальмування дає змогу отримувати максимальну віддачу від кожного заряду батареї акумулятора і високу паливну економічність. Так як майже 70% кінетичної енергії при гальмуванні доводиться на передню вісь, рекуперативне гальмування найбільш ефективно на передній осі автомобіля.

Але ефективність цієї системи значно знижується на низьких швидкостях руху транспортного засобу. Тому для того, щоб довести електромобіль до повної зупинки, використовуються звичайні фрикційні гальма. Спільна робота систем рекуперативного та традиційного гальмування знаходиться під електронним управлінням.

Окремий електронний блок управління виконує наступні функції:

- контроль швидкості обертання коліс автомобіля;
- підтримання гальмівного моменту електродвигуна, необхідного для уповільнення та гальмування автомобіля;
- перерозподіл гальмівного зусилля на традиційну фрикційну гальмівну систему;
- підтримання необхідного для зарядки акумуляторної батареї крутного моменту.

У рекуперативній гальмівній системі механічний зв'язок між педаллю гальма і гальмівними колодками відсутня, так як рішення про гальмування приймає електроніка, враховуючи та аналізуючи дії водія і характер руху електромобіля.

В експлуатації електронна система рекуперативного гальмування діє спільно з системою розподілу гальмівних зусиль, антиблокувальною системою гальм, підсилювачем екстреного гальмування та системою курсової стійкості.

Маховичний накопичувач енергії (далі - МНЕ) працює за рахунок розгону до високої швидкості ротора (махового колеса) та накопичує енергію як енергію обертання. Для використання вже накопиченої енергії обертання система із маховиком змінює режим на електрогенераторний. Зазвичай для розгону або гальмування маховика МНЕ-систем застосовується електрика, але існують в розробці пристрої, які прямо використовують механічну енергію.

У сучасних МНЕ-системах ротори виготовлені з високоміцних композиційних матеріалів з вуглецевого волокна, які відзначаються невеликою масою та більшою міцністю на розрив, ніж сталь, яка використовувалась для виготовлення перших МНЕ-систем. Ротори у вакуумній камері, де вони закріплені на магнітних підшипниках, можуть розвивати швидкість від 20000 до 50000 об/хв. Розігнати такі маховики можна за декілька хвилин - набагато швидше будь-яких інших типів накопичувачів енергії.

МНЕ-система складається з ротора, який знаходиться у вакуумній камері в підвішеному положенні через наявність підшипників, які використовуються в цій конструкції для зменшення тертя. Ротор, в свою чергу, приєднується до електричного генератора (електричного мотора).

Необхідним елементом системи маховичного накопичувача енергії є магнітні підшипники, бо при використанні звичайних механічних підшипників неактивного типу занадто багато енергії губиться на тертя, у зв'язку з великими швидкостями, адже величина виробленого тертя прямо пропорційна швидкості.

Від використання низькотемпературних надпровідників в магнітних підшипниках довелося відмовитися через високу вартість процесу охолодження. У той самий час високотемпературні надпровідникові (далі - ВТНП) підшипники виявилися більш економічними та можуть продовжити строк ощадливого зберігання енергії. Здається, що в майбутньому знайдуть застосування системам з комбінованими підшипниками. ВТНП-підшипники при застосуванні в маховиках великих розмірів не завжди забезпечували піднімальних зусиль, що необхідні для роботи, але вони завжди проявляли потрібні стабілізуючі властивості. Тому для підтримки ваги в комбінованих підшипниках використовуються постійні магніти, а для стабілізації – ВТНПП. Такі досконалі якості надпровідників з приводу стабілізації навантаження пояснюються тим, що вони є діаманетиками. У системах з комбінованими підшипниками традиційні неактивні магніти піднімають ротор у повітря, а ВТНПП утримують його у рівноважному стані.

Порівнюючи МНЕ-системи з іншими засобами накопичення енергії системи маховичного накопичувача енергії характеризуються своєю довговічністю, так як можуть працювати довгий час при незначному сервісному обслуговуванні або зовсім не потребувати його, високими показниками щільності енергії ($\sim 130 \text{ Вт*год/кг}$ або $\sim 500 \text{ КДЖ/кг}$) і великою максимально генеруємою потужністю. Коефіцієнт корисної дії енергії (відношення кількості переданої енергії до кількості отриманої енергії) у маховичних накопичувачах може досягати майже 90%. Показники ємності розрізняють від 3 кВт*год до 133 кВт*год . Швидка зарядка системи здійснюється менш ніж за 15 хвилин.

Шляхом впровадження в конструкцію накопичувачів досягаються дві мети:

- заощадження енергії через більш ефективне використання рекупераційної енергії;

- стабілізація в контактній мережі постійного струму рівня напруги на відгалужених та нових ділянках при подовженні ліній. Тут використання накопичувачів енергії являє собою альтернативу будівництву тягових підстанцій.

В експериментальних цілях системи МНЕ використалися в невеликих електролокомотивах для переведення складів на інші шляхи або при зміні їх напрямку, наприклад, в гіролокомотиві Sentinel-Oerlikon. Маховичні гідропідсилювачі також іноді встановлювалися на більших електричних локомотивах, наприклад, в British Rail Class 70, для переведення їх через проміжки на третій контактній рейці. Найсучасні маховики мають змогу розігнати поїзд з місця до крейсерської швидкості.

Ще є можливість використовувати пневматичні системи рекуперації. Британська компанія Energetix розробила та виготовила найперший комерційний зразок системи безперебійного електроживлення на основі стисненого повітря Pnu Power TC1. Компанія вважає цей напрямок простим і дешевим варіантом. Зразок є установленим на підстанції в мережі постачання енергії компанії Eskom Holdings, що знаходиться в Південній Африці. Доречі, ця компанія входить у десятку найбільших світових виробників та постачальників електроенергії. Система Pnu Power TC1 використовує балони, які містять стиснене під тиском 300 атмосфер повітря, і має змогу забезпечувати подачу енергії протягом 10 годин. В її основі - генерація електрики при протіканні повітря через камеру, яка є аналогічною за будовою до відцентрованого вентилятора. Роль ротора виконує вентиляторний гвинт. Компанія вважає цей пристрій найоптимальнішим варіантом, на якому зупинили свій вибір після випробувань газових турбін і інших засобів перетворення кінетичної енергії стисненого повітря. Мала маса лопаток вентилятора дозволяє вийти на максимальну потужність генерації електроенергії вже через 100 мс після сигналу подачі команди. Energetix у своїх розробках не розробляла нових конструкцій лопаток, а просто перейняла їх із серійних зразків - з автомобілів та автобусів. На черзі лопатки, які використовуються на літаку Airbus A380, які, як сподіваються розробники, можуть забезпечити потужність генерації до 50 кВт, але цими межами інтереси конструкторів не стримуються – є плани створення систем на 200 кВт, та на мегаватні потужності. Потужність – не є єдиним важливим показником для таких систем, іноді важливішим є час безперебійної роботи, і в цьому

випадку він стримується значенням тиску у балонах. Щодо переходу на рідкий азот, як на джерело газу, такий саме обсяг балона буде давати подібну енергію, яку дає стиснене повітря до 700 атмосфер (для такого значення тиску повітря потрібні інші балони). Вже найперші експерименти засвідчили ефективність використання рідкого азоту.

Система KERS у Формулі-1.

У 2009 році у автомобілях Формули-1 з'явилися перші зразки системи рекуперації енергії під скороченою назвою K.E.R.S. (Kinetic Energy Recovery System).



Рис.1.2 - Болід Формули-1.

Система K.E.R.S. дозволяла пілотам накопичувати кінетичну енергію під час гальмування боліду та використовувати її на прямих ділянках траси для нетривалого прискорення. Для накопичення та зберігання енергії у різних конструкціях застосовувалися різні засоби. У 2009 році компанія Flybrid відтворила систему рекуперації кінетичної енергії, яка була механічного типу.

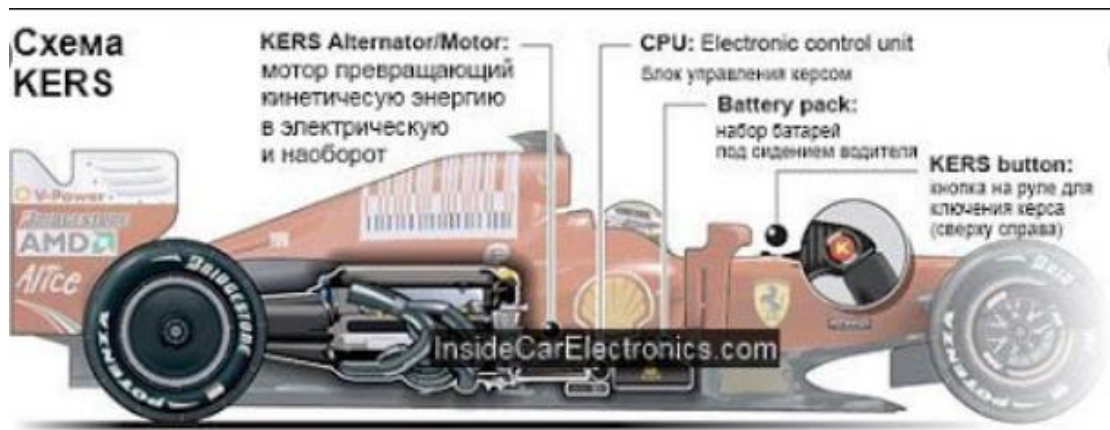


Рис.1.3 - Система К.Е.Р.С всередині боліда.

Під час уповільнювання або гальмування полегшений маховик системи рекуператії розганявся у вакуумі до 64500 об/хв, при цьому накопичуючи велику енергію гальмування боліда, після чого від'єднувався від приводу та вільно обертався до тих пір, доки пілот боліда не приводив систему у дію.

Були й ще спроби створення системи рекуператії за допомогою гідравліки, де енергія гальмування застосовувалася для стискання гідравлічної рідини, проте гідравлічна система не прижилася.



Рис.1.4 - Система К.Е.Р.С. в розрізі.

Створення літій-іонних акумуляторних батарей (у 2019 році саме за вдосконалення таких акумуляторних батарей їх розробникам було присуджено Нобелівську премію у галузі хімії) дало великий стимул у розвитку автомобільних систем, які використовували електроенергію для руху. Електросистема K.E.R.S. також застосовувала енергію гальмування боліда для підзаряджання невеликої акумуляторної батареї, яка розташовувалася під сидінням у пілота.

1.2. Основні принципи рекуперативної системи гальмування

Рекуперативне гальмування як активна система транспортних засобів з електричним приводом відома досить давно і сьогодні не обмежується виключно електрокарами, а є невід'ємною частиною електричних велосипедів, скутерів, скейтбордів тощо.

Будь-які рухомі транспортні засоби мають велику кінетичну енергію, яка повинна десь застосовуватися на користь, коли відбувається процес гальмування. В час популярності автомобілів з ДВС кінетичної енергією просто нехтували і не надавали їй особливого значення, вона концентрувалася в гальмівних колодках, просто стираючи їх. Тобто вона не тільки не приносила користі, але ще і справляла негативний вплив.

В сучасну еру електромобілів, до кінетичної енергії почали ставитися куди більш уважно, усвідомивши її потенціал в питаннях збереження заряду акумуляторних батарей і збільшення запасу ходу. Саме тому на теперішній час практично у всіх електрокарах при гальмуванні електричний мотор починає працювати в режимі генератора, повертаючи перетворену кінетичну енергію в акумулятор. Згодом, більша частина цієї енергії використовується при черговому прискоренні автомобіля і тільки після починається використання основного заряду акумуляторної батареї.

Ефективність процесу рекуперативного гальмування залежить від багатьох складових: типу транспортного засобу, електричного двигуна, акумуляторних батарей, але в цілому цей показник становить 60-70%. За словами окремих виробників електрокарів, системи рекуперативного гальмування втрачають 10-20% від захопле-

ної енергії, після втрачають ще стільки ж в процесі її перетворення в заряд для акумуляторних батарей. Ці показники є стандартними для більшості транспортних засобів, включаючи електромобілі, вантажівки, мопеди і велосипеди.

Таким чином, використання системи рекуперативного гальмування дозволяють повернути 70% кінетичної енергії втраченої під час гальмування, щоб потім знову використовувати її для прискорення транспортного засобу.

Ще одним визначальним ефективність рекуперативного гальмування критерієм є запас ходу, а точніше наскільки він збільшується з використанням системи. Тут теж не все однозначно, ефективність рекуперативного гальмування в контексті величини діапазону їзди залежить від умов пересування, місцевості, стилю водіння і розмірів транспортного засобу. Найкращу ефективність і збільшення дистанції пробігу системи рекуперації демонструють в місті з його «старт-стоп» трафіком. Ландшафт місцевості також впливає, оскільки на постійних прямих дорогах з відсутністю поворотів на рекуперацію можна і не розраховувати, а ось на звивистих дорогах або довгих схилах система може працювати практично безперервно.

Розмір транспортного засобу теж грає значення, з тієї причини, що чим більше і важче автомобіль, тим більше він вивільняє кінетичної енергії при гальмуванні. В даному випадку невеликі електричні транспортні засоби перебувають в менш вигідному положенні, оскільки просто не можуть протистояти законам фізики. Таким чином, якщо порівнювати електрокари за габаритами можна бути впевненим, що чим більше електромобіль, тим вище показники ефективності його рекуперативної системи. Це не означає, що від системи немає користі, просто треба розуміти чому умовний вантажний електромобіль буде більш вигідним в питаннях рекуперації навіть в порівнянні з іншими електрокарами.

В цілому, сам факт того, що є шанс зберігати хоч не 100%, а лише велику частку кінетичної енергії за допомогою рекуперативного гальмування і використовувати її на благо - величезна перемога та прогрес. Гальмування з рекуперацією вже змінило формат керування автомобілями, запропонувавши можливість їздити на електрокарах за допомогою однієї педалі, зробивши звичайні «гальма» атавізмом, які використовують у випадках крайньої необхідності.

Розглянемо принцип дії системи рекуперативного гальмування з точки зору електроніки.

Після відключення від мережі електричний двигун продовжує рух за інерцією. При цьому кінетична енергія використовується для подолання всіх видів опору руху. Тому швидкість електричного двигуна через деякий проміжок часу, протягом якого буде витрачена вся кінетична енергія, стає рівною нулю.

Така зупинка електричного двигуна при русі по інерції називається вільним вибігом. Багато електродвигунів, що працюють в тривалому режимі або зі значними навантаженнями, необхідно зупиняти шляхом вільного вибігу.

А тоді, коли тривалість вільного вибігу значна і впливає на продуктивність електродвигуна (робота з частими пусками), для скорочення часу зупинки застосовують штучний метод перетворення кінетичної енергії, запасеної в рухомій системі, званий гальмуванням.

Всі способи гальмування електродвигунів можна розділити на два основних види: механічне і електричне.

Кінетична енергія при механічному гальмуванні перетворюється в теплову, за рахунок якої відбувається нагрівання деяких частин механічного гальма: тих, що труться між собою, і прилеглих до них частин.

При електричному гальмуванні кінетична енергія перетворюється в електричну та, в залежності від способу гальмування двигуна, або йде в мережу, або переходить в теплову енергію, що йде на нагрівання обмоток двигуна і реостатів.

Найдосконалішими вважають такі схеми гальмування, при яких механічні напруги в елементах електричного двигуна незначні.

Схеми динамічного гальмування асинхронних двигунів.

Для того, щоб при динамічному гальмуванні асинхронним двигуном з фазним ротором мати змогу управляти моментом за програмою із завданням часу використовуються схеми вузлів, наведені на рис.1.5, з яких схема рис.1.5 а) застосовується в тих випадках, коли є мережа постійного струму, а схема рис.1.5 б) - при відсутності її.

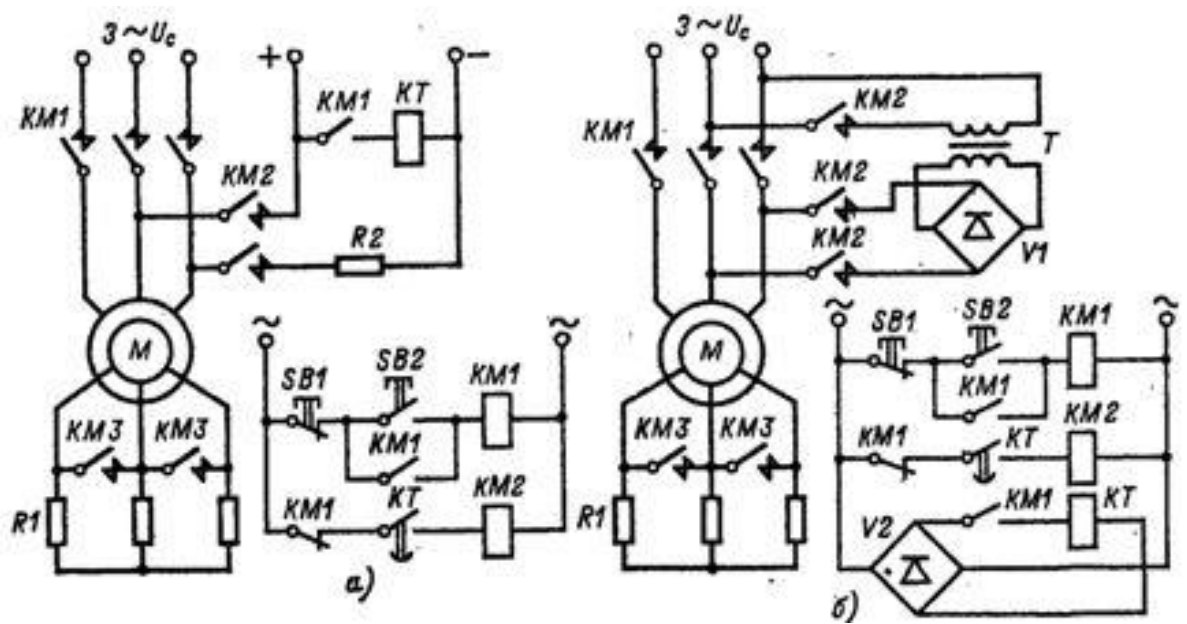


Рис.1.5 - Схеми управління динамічним гальмуванням асинхронних двигунів з фазним ротором із завданням часу при наявності (а) і відсутності (б) мережі постійного струму.

У якості гальмівних резисторів в роторі використовуються пускові резистори $R1$, включення яких в режимі динамічного гальмування відбувається відключенням контакторів прискорення, показаних в розглянутих схемах умовно у вигляді одного контактора $KM3$, команда на відключення якого йде від блокувального контакту лінійного контактора $KM1$.

Еквівалентне значення постійного струму в обмотці статора при гальмуванні двигуна забезпечується в схемі рис.1.5 а) резистором $R2$, а в схемі рис.1.5 б) - вибором коефіцієнта трансформації трансформатора T .

Контактор гальмування $KM2$ обирається як на постійному, так і на змінному струмі в залежності від необхідного числа включень в годину та використання пускової апаратури.

Наведені на рис.1.5 схеми управління можуть бути використані для управління режимом динамічного гальмування асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором. Для цього зазвичай використовується схема з трансформатором і випрямлячем, наведена на рис.1.5 б).

Схеми гальмування противключенням асинхронних двигунів.

Для управління моментом при гальмуванні противключенням асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором з контролем швидкості застосовується схема вузла, яка наведена на рис.1.6.

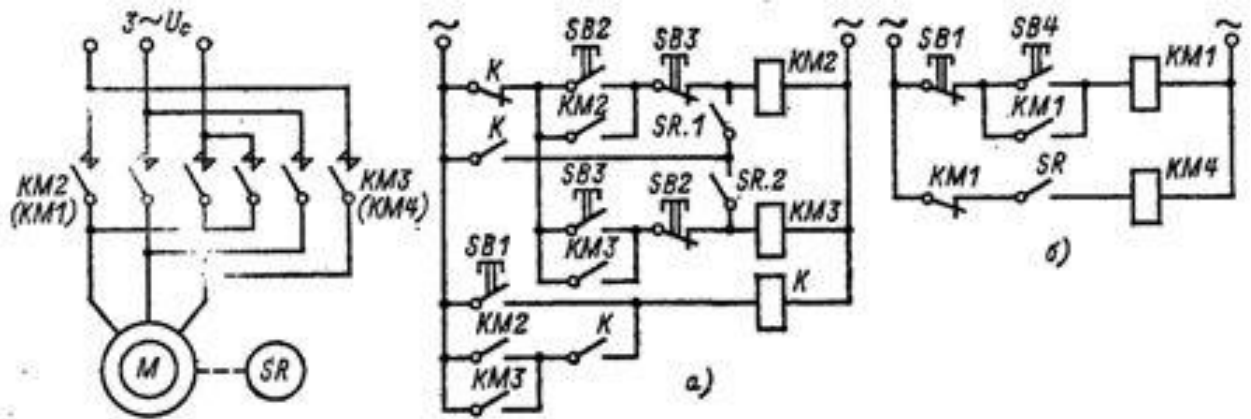


Рис.1.6 - Вузли схеми управління гальмування противключенням асинхронного двигуна з короткозамкнутим ротором з контролем швидкості при зупинці в реверсивній та нереверсивній схемах.

В якості реле противключення використовується реле контролю швидкості SR, яке знаходиться на двигуні. Реле налаштовується на напругу відпадиння, відповідне швидкості, близькій до нуля і рівний $(0,1 - 0,2) \omega_{уст}$.

Схема використовується для зупинки двигуна з гальмуванням противключенням в реверсивній (рис.1.6 а)) та в нереверсивній (рис.1.6 б)) схемах. Команда SR використовується для вимкнення контакторів або KM2, або KM3 і KM4, що відключають обмотку статора від напруги мережі при швидкості двигуна, близькою до нуля. При реверсуванні двигуна команди SR не використовуються.

Вузол управління асинхронним двигуном з фазним ротором в режимі гальмування противключенням з одним ступенем, що складається з резисторів R1 і R2, наведено на рис.1.7. Керуючий реле противключення KV, в якості якого застосовується, наприклад, реле напруги постійного струму типу РЕВ301, який підключений до обох фаз ротора за допомогою випрямляча V. Реле має налаштовуватися на напругу відпаданя.

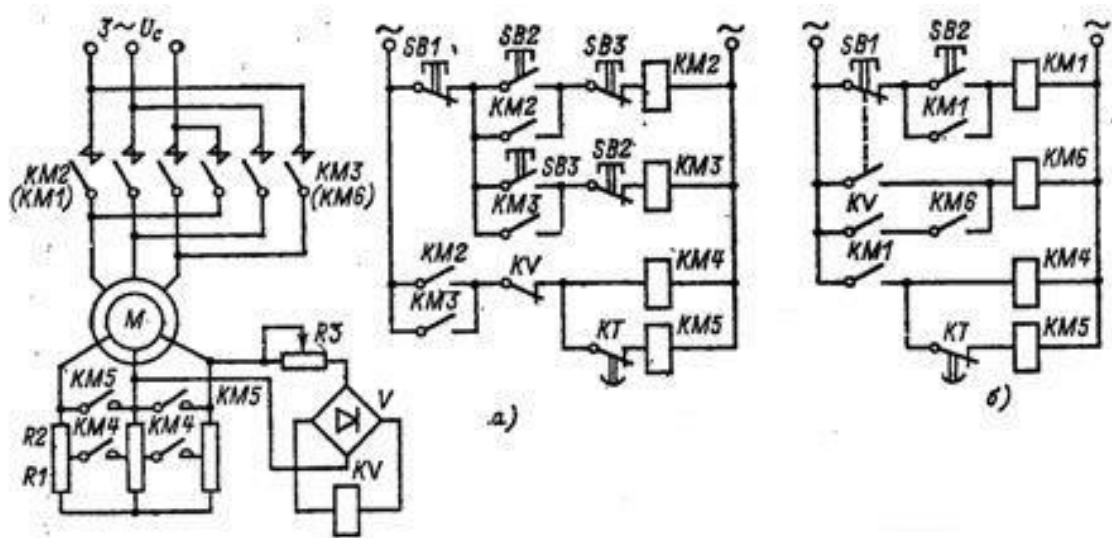


Рис.1.7 – Схеми вузлів управління гальмуванням противключенням асинхронних двигунів з фазним ротором з контролем швидкості при реверсі та зупинці.

Зазвичай для настройки реле KV використовується додатковий резистор R3. Схема в основному застосовується у разі реверсування асинхронного двигуна зі схемою управління, наведеної на рис.1.7 а), але може використовуватися і при зупинці в нереверсивній схемі управління, наведеної на рис.1.7 б).

При пуску двигуна реле противключення KV не вмикається і ступінь противключення резистора ротора R1 виводиться одразу після передачі керуючої команди на пуск.

У режимі противключення після подачі команди на реверс (рис.1.7 а)) або на зупинку (рис.1.7 б)) ковзання електродвигуна підвищується і відбувається включення реле KV, яке відключає контактори KM4 і KM5 та тим самим вводить повний опір R1 + R2 ротору двигуна.

Наприкінці процесу гальмування при швидкості асинхронного двигуна, близькою до нуля або яка становить приблизно 10 - 20% від початкової швидкості $\omega_{\text{пер}} = (0,1 - 0,2) \omega_{\text{уст}}$, реле KV відключається, забезпечуючи команду на відключення ступені противключення R1, використовуючи контактор KM4 і на реверсування електричного двигуна за реверсивною схемою або команду на зупинку електродвигуна за нереверсивною схемою. У даних схемах як керуючий пристрій може застосовуватися командоконтролер або інші пристрої.

Схеми механічного гальмування асинхронних двигунів.

При зупинці асинхронних двигунів, а також для утримання механізму пересування або підйому, як, наприклад, в кранових промислових установках в нерухомому стані при відключеному двигуні застосовується механічне гальмування. Воно забезпечується електромагнітними колодковими або будь-якими іншими гальмами з трифазним електромагнітом змінного струму, що при включенні розгальмовує гальмо. Електромагніт гальма YB включається і відключається разом з двигуном (рис.1.8 а)).

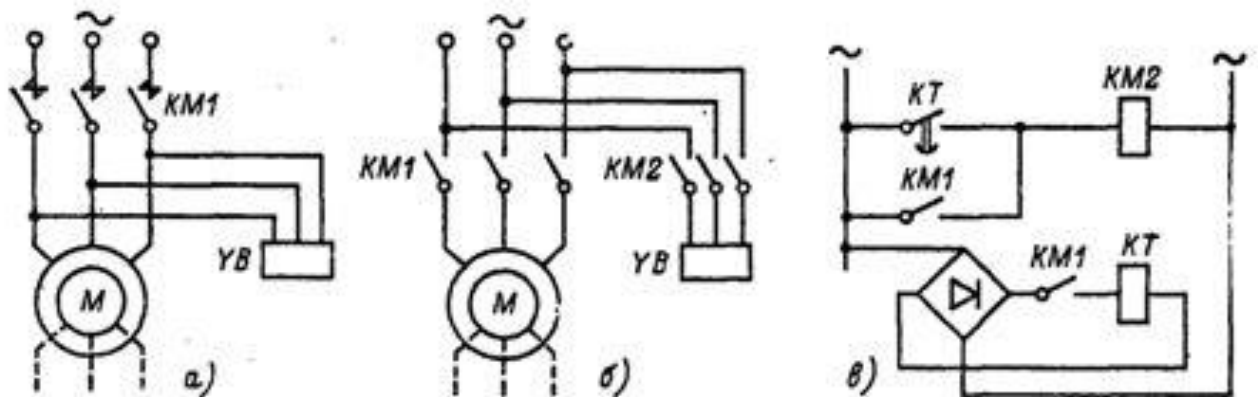


Рис.1.8 – Схеми вузлів, які здійснюють механічне гальмування асинхронних двигунів.

Напруга на електромагніт гальма YB подається контактором гальмування $KM2$, якщо потрібно відключати гальмо не водночас з двигуном, а з деякою затримкою за часом, наприклад, після закінчення електричного гальмування (рис.1.8 б)).

Витримку часу забезпечує реле часу KT , на яке приходить команда на початок відліку часу, зазвичай при відключенні лінійного контактора $KM1$ (рис.1.8 в)).

В асинхронних електроприводах застосовуються також електромагнітні гальма постійного струму при управлінні електродвигуном від мережі постійного струму.

Схеми конденсаторного гальмування асинхронних двигунів.

Для гальмування асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором застосовується також конденсаторне гальмування з самозбудженням, яке забезпечується

конденсаторами $C1 - C3$, підключеними до обмотці статора. Кондесатори можуть бути вмикненими за схемою «зірки» (рис.1.9 а)) або «трикутника» (рис.1.9 б)).

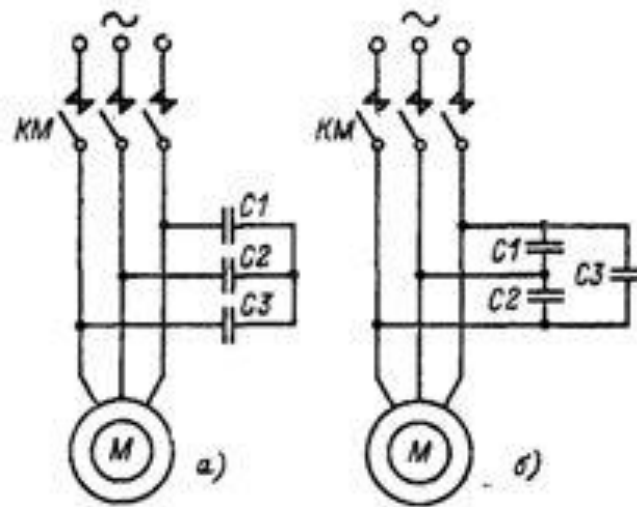


Рис.1.9 – Схеми вузлів, які здійснюють конденсаторне гальмування асинхронних двигунів.

Висновки до розділу

1. Система рекуперативного гальмування широко застосовується у всіх сферах, де мають місце електродвигуни та де є велика необхідність у збільшенні економічної доцільності використання всієї енергії системи.
 2. Розвиток автомобілебудування націлений на повний перехід до альтернативних видів енергії. Електрична енергія займатиме провідне місце у цьому розвитку і для гідної конкуренції з іншими видами енергії транспорт на електричній енергії повинен бути максимально енергоефективним.
 3. Система рекуперації не нове словосполучення у транспорті. Дана система знайшла багато варіантів реалізації в механічних системах та пройшла багато етапів розвитку. Провідні виробники автомобілів, які мають відношення до автоспортивних дисциплін мають чудову можливість протестувати нові розробки на дуже серйозному та такому, що не допускає помилок, полігоні, як автомобільні гонки. І система рекуперації пройшла і цей етап.
- Метою** даного проекту є створення трансмісії, яка буде ефективно використовувати потужність електричних двигунів та буде працювати як система рекуперації.

2. Будова шасі електромобіля.

2.1 Аналіз конструкцій існуючих електромобілів.

Tesla Model S - перший електромобіль, який змінив ставлення до самої ідеї пересування автомобілем за допомогою електричної енергії, як і раніше є популярним, та судячи з усього, його репутації нічого не загрожує в найближчі роки. Адже на хвилі загальної популярності кроссоверів конкуренти Tesla спочатку вирішили копіювати саме їх, забувши навіть про популярні седани. Модель має репутацію дуже надійного і живучого електромобіля (в США багато екземплярів мають пробіг більше 300–400 тис. км). Тож Model S був і залишається на цей час відмінним вкладенням грошей.

У поточних версіях Tesla Model S запас руху різниться від 400 км у базовій версії до 530 км у розширенній.



Рис.2.1 - Tesla Model S.

Таблиця 2.1 - Технічні характеристики Tesla Model S

Короткий опис	Технологія	BEV (Battery Electric vehicle)	
	Прямі поставки в Україну	немає	
	Ціна в салонах	\$75 000 — \$105 000	
	Потужність	/362/416/762 к.с.	
	Тип палива	Електрика	
	Час зарядки	110В за 1 годину поповнює 8 км шляху 220В за 1 годину поповнює 50 км шляху Зарядка на станціях швидкої зарядки Supercharger за 1 годину 500 км шляху.	
	Запас ходу	225/320/426/426 км (в залежності від ємності акумулятора)	
Кузов	Тип	Седан	
	Конструкція	Несуча	
	Клас	Спорт седан	
	Кількість місць	5	
	Кількість дверей	4	
Розміри, маса та об'єми	Довжина	мм	4976
	Ширина	мм	1963
	Висота	мм	1435
	Колісна база	мм	2959
	Колія коліс (передніх/задніх)	мм	1661 /1699
	Кліренс	мм	154.9
	Споряджена маса	кг	2108
	Об'єм багажника	літр	900

Експлуатаційні характеристики	Максимальна швидкість	км/год	225/249
	Розгін 0 -100 км/г	с	5,2/4,4/3,2/2,8
	Запас ходу	км	до 426
Двигун	Тип	Асинхронний (індукційного типу) трьохфазний електродвигун змінного струму	
	Тип палива	Електрична енергія	
	Модель	Використовується електродвигун власного виробництва	
	Макс. потужність	259/315/362/503 л.с.	
	Макс. крут. момент	420/430/440/600 Нм	
Тягова акумуляторна батарея	Тип	літій-іонна	
	Ємність	кВт-г	70/85/90
Трансмісія	Тип приводу	Задній/Повнопривідний	
	Коробка передач	Одноступеневий редуктор	
	Постійне передавальне число	9.73	
Ходова частина	Рульове управління	Рейкове з електропідсилювачем	
	Підвіска	передня / задня	залежна / незалежна
	Гальмівна система	Вентильовані гальмівні диски використовуються разом з електроприводом паркувального гальма та системою рекуперативного гальмування	
	Шини	Goodyear Eagle RS-A2 245/45R19 (стандартні 19-дюймові) Continental Extreme Contact DW 245/35R21 (додаткові 21-дюймові)	

Безпека	Кількість подушок безпеки	8
	Подушки безпеки	Бокові подушки безпеки водія та переднього пасажирів, бокові шторки безпеки для першого та другого ряду сидінь, фронтальні подушки безпеки для голови та колін водія та переднього пасажирів
	Допоміжні системи гальмування	Антиблокувальна система гальм (ABS)
	Інше	Сенсор відключення батареї при зіткненні, іммобілайзер, паски безпеки, автопілот і т.д.

Nissan Leaf - це п'ятимісний хетчбек, дизайн якого створювався з урахуванням аеродинаміки, що зробило його незвичайним на фоні всіх міських автомобілів гольф-класу. Nissan Leaf являє собою сімейний автомобіль, який поєднує в собі хорошу керованість, простоту заряджання за рахунок невисоких вимог до потужності розетки, відмінну динаміку розгону в місті (до 80 км/ч), максимум крутного моменту з початку роботи електродвигуна, і, найголовніше, економічність.



Рис.2.2 - Nissan Leaf.

З його сильних сторін можна також виділити уніфікацію ходової частини Leaf з іншими Nissan, що означає простий ремонт, та завдяки рекуперації гальмівні колодки зношуються довше. Щодо слабких сторін цього електромобіля, помічається помітне зменшення пробігу взимку (до 40-50%) та обмеженість в пересуваннях на далекі відстані (понад 150-200 км).

Таблиця 2.2 - Технічні характеристики Nissan Leaf.

Короткий опис	Технологія	BEV (Battery Electric vehicle)
	Прямі поставки в Україну	немає
	Потужність	160 к.с.*
	Тип палива	Електрика
	Час зарядки	8 годин від 220В
	Запас ходу	175 км
Кузов	Тип	Хетчбек

	Конструкція	Несуча	
	Клас	Гольф	
	Кількість місць	5	
	Кількість дверей	5	
Розміри, маса та об'єми	Довжина	мм	4450
	Ширина	мм	1770
	Висота	мм	1550
	Колісна база	мм	2700
	Маса	кг	1525
	Об'єм багажника	літр	330
Експлуатаційні характеристики	Максимальна швидкість	км/год	145
	Разгон 0 -100 км/ч	с	11,9
	Запас ходу	км	175 км
Двигун	Тип	Синхронний трьохфазний електродвигун	
	Тип палива	Електрична енергія	
	Макс. потужність	109 к.с./80 кВт	
	Макс. крут. момент	Постійний 280 Нм*	
Тягова акумуляторна батарея	Тип	літій-іонна	
	Ємність	кВт-г	48
Трансмісія	Тип приводу	Передній	
	Коробка передач	Одноступеневий редуктор	
Ходова частина	Рульове управління	Рейкове з електропідсилювачем	
	Підвіска	Передня: «Мак-Ферсон», зі стабілізатором поперечної стійкості. Задня: напівзалежна, пружинна	

	Гальмівна система	Вентильовані гальмівні диски легкосплавні 6,5 J x 15
	Шини	205/55, R16
Безпека	Кількість подушок безпеки	6
	Подушки безпеки	Бокові подушки безпеки водія та переднього пасажира, бокові шторки безпеки для першого та другого ряду сидінь, фронтальні подушки безпеки для голови та колін водія та переднього пасажира
	Допоміжні системи гальмування	Антиблокувальна система гальм (ABS)
	Інше	Сенсор відключення батареї при зіткненні, іммобілайзер, паски безпеки, автопілот и т.д.

2.2 Вибір та обґрунтування компоновки електромобіля.

Роблячи підсумки з приведених вище електромобілів та їх компоновочних схем, схеми сучасних електромобілів характеризуються перевіреною часом просторовою рамою, яка має опори на передній та задній підрамники. Є версії як з повним приводом всіх чотирьох коліс так і моноприводом, де ведучою може бути передня або задня вісь. В основі рами установлюють блок батареї.

З огляду на це було прийнято рішення взяти за основу кузов універсал Рис. виходячи з його практичності та великих об'єми в зонах передньої та задньої осі. Відповідно великий об'єм навколо передньої осі та довжина простору навколо переднього багажнику потрібні для забезпечення безпекових характеристик при аварійних ситуаціях. Великий об'єм навколо задньої осі дозволяє використовувати електродвигуни більшого діаметру без вагомих втрат в об'ємі заднього багажного відсіку. Рама просторова, яка опирається на передній та задній підрамники. В підрамниках установлений привод та кріпиться підвіска з рульовим управлінням. Привід повний з установкою електродвигунів на передню та задню осі. Рульове управління всіма чотирма колесами для кращої маневреності в умовах міста та для полегшення маневрування в автомобільному потоці.

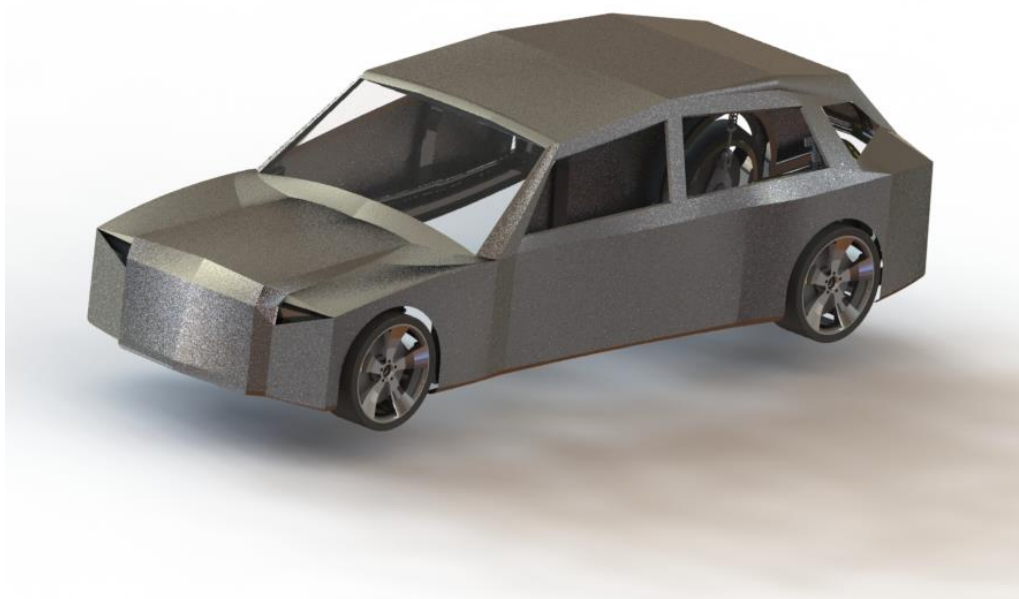


Рис.2.3 - 3D-модель електромобіля.

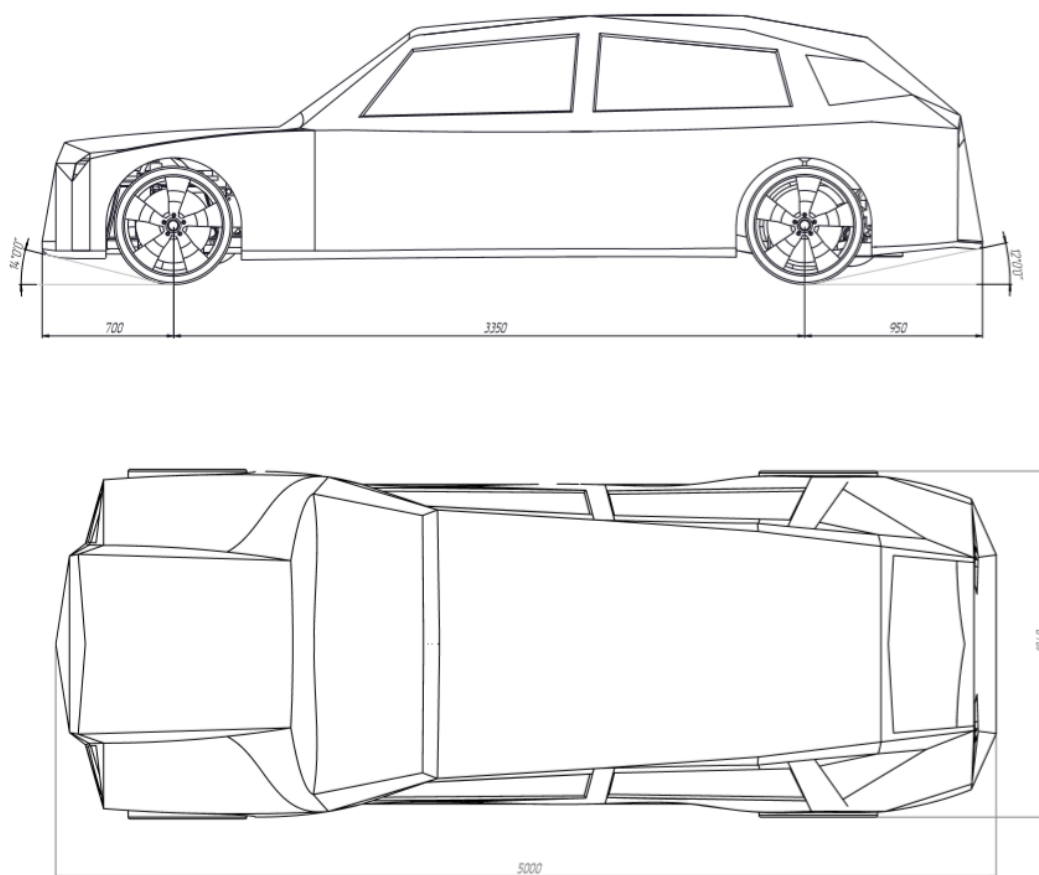


Рис.2.4 - Загальний вигляд електромобіля(Вид збоку та Вид зверху).

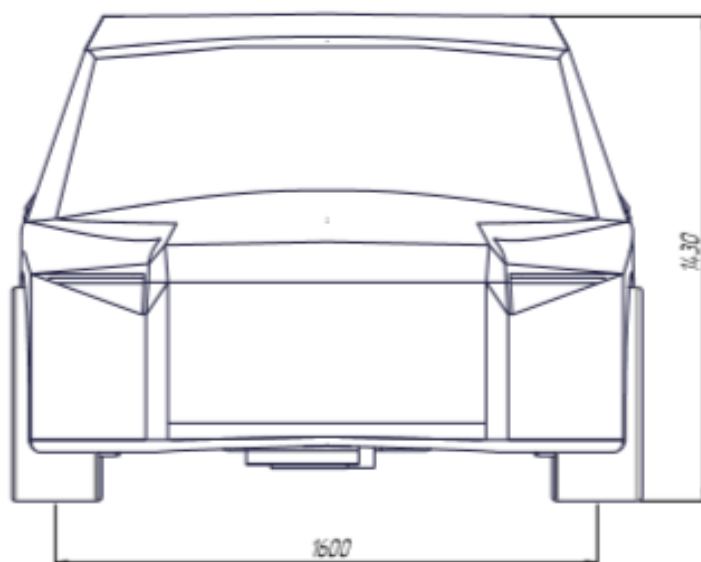


Рис.2.5 - Загальний вигляд електромобіля(Вид спереду).

2.3 Принципова схема електромобіля.

На рис.2.3 наведено принципову схему шасі електромобіля.

Електромобіль складається з блоків передньої ведучої осі, задньої ведучої осі, блоку батареї, які закріплені на рамі електромобіля.

До складу блоку передньої ведучої осі входять передній асинхронний двигун Д1, ротор якого під'єднаний постійно до швидкохідного валу I, який вільно обертається в підшипниках 2, які закріплено в корпусі редуктора 1.

На шліцевому ступені валу I розміщуються рухомі конусні фіксатори електромагнітної двосторонньої муфти 16. На проміжному валу II закріплене зубчасте колесо $z=32$, та два рухомі конусні фіксатори електромагнітної двосторонньої муфти 16. Вал II обертається в підшипниках 5.

Електромагнітна двостороння муфта з конусними фіксаторами в першому положенні приєднує зубчасті колеса $z=31$ та $z=80$ до швидкохідного валу I та відповідно проміжного валу II.

Зубчасті колеса $z=31$ та $z=80$ закріплюються в корпусі редуктора 1 в підшипниках 3 та 6. В другому положенні муфта з конусними фіксаторами приєднує зубчасті колеса $z=59$ та $z=69$ до швидкохідного валу I та відповідно проміжного валу II.

Зубчасті колеса $z=59$ та $z=69$ закріплюються в корпусі редуктора 1 в підшипниках 4 та 7. Зубчасте колесо $z=98$ встановлене в підшипниках 8 та 9 в корпусі редуктора 1.

До колеса $z=98$ приєднано вільний дифференціал 10, від якого виходять два вали на ШРУСи 11, які з'єднані з півосями IV та V, які кріпляться в ШРУСах 12, на вали яких кріпиться ступиця коліс 15. ШРУС обертається в корпусі ступиці 14 у дворядних радіально-упорних підшипниках 13.

До складу блоку задньої ведучої осі входять задній асинхронний двигун Д2, ротор якого під'єднаний постійно до швидкохідного валу VI, який вільно обертається в підшипниках 18, які закріплено в корпусі редуктора 17.

На шліцевому ступені валу VI розміщуються рухомі конусні фіксатори електромагнітної двосторонньої муфти 32. На проміжному валу VII закріплене зубчасте

колесо $z=29$, та два рухомі конусні фіксатори електромагнітної двосторонньої муфти 32. Вал VII обертається в підшипниках 21.

Електромагнітна двостороння муфта з конусними фіксаторами в першому положенні приєднує зубчасті колеса $z=32$ та $z=98$ до швидкохідного валу VI та відповідно проміжного валу VII.

Зубчасті колеса $z=32$ та $z=98$ закріплюються в корпусі редуктора 17 в підшипниках 19 та 22. В другому положенні муфта з конусними фіксаторами приєднує зубчасті колеса $z=59$ та $z=69$ до швидкохідного валу VI та відповідно проміжного валу VII.

Зубчасті колеса $z=59$ та $z=69$ закріплюються в корпусі редуктора 17 в підшипниках 20 та 23. Зубчасте колесо $z=111$ встановлене в підшипниках 24 та 25 в корпусі редуктора 17.

До колеса $z=111$ приєднано вільний дифференціал 26, від якого виходять два вали на ШРУСи 27, які з'єднані з півосями IX та X, які кріпляться в ШРУСах 28, на вали яких кріпляться ступиця коліс 31. ШРУС обертається в корпусі ступиці 30 у дворядних радіально-упорних підшипниках 29.

Поворот коліс здійснюється за допомогою штанг 33 та 36, які закріплені в рамі електромобіля з можливістю поступального руху. До кінців штанг 33 та 36 кріпляться шарнірно поворотні важелі 34 та 37, які кріпляться до корпусів ступиць 14 передніх коліс 15 та корпусів ступиць 30 задніх коліс 31.

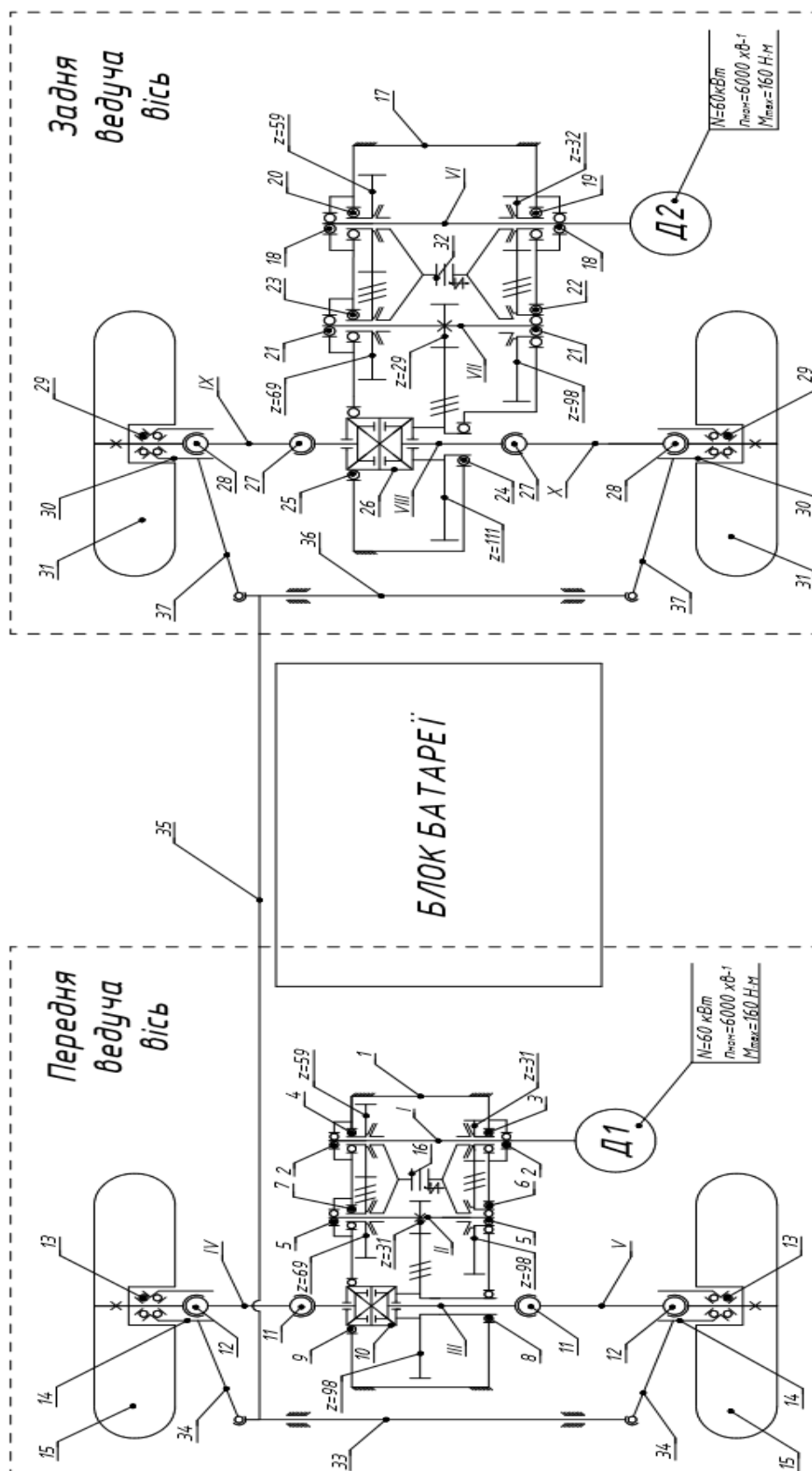


Рис. 2.3 - Принципова схема електромобіля.

2.4. Розрахунок приводу електромобіля.

2.4.1. Розрахунок та вибір двигуна електромобіля.

Визначення повної маси автомобіля.

Для легкових автомобілей

$$m_a = m_{ch} + m_n (z + 1) + m_b,$$

де: m_{ch} - маса спорядженого автомобіля або власна маса, тобто маса автомобіля в спорядженому стані без вантажу, водія і пасажирів;

m_n - маса людини;

z - число місць пасажирів;

m_b - маса багажу.

Користуючись коротким автомобільним довідником, обираємо такі значення:

$m_{ch}=1900$ кг; $m_n = 75$ кг, $m_b = 40$ кг, $z = 4$

$$m_a = 1900 + 75 (4+1) + 40 = 2315 \text{ кг}$$

Підбір пневматичних шин.

$$Y_{k2} = \lambda_{k2} * \lambda_{kg} * G_a / n, \text{Н},$$

де: Y_{k2} - коефіцієнт навантаження на задню вісь в статичному положенні автомобіля;

$\lambda_{kg} = 1,1 \dots 1,3$ - коефіцієнт збільшення навантаження на задню вісь при русі автомобіля;

$G_a = m_a * g$ - сила тяжіння автомобіля;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

n - число шин на осі.

Для легкового автомобіля із розташуванням двигуна з редуктором на кожній осі відповідно на кожній провідній осі $\lambda_{k2} = 0,59$;

Приймаємо $\lambda_{kg} = 1,2$;

$$G_a = m_a * g = 9,81 * 2315 = 22710.15 \text{ м/с}^2$$

$$Y_{k2} = 0,59 * 1,2 * 22710 / 2 = 8039 \text{ Н}$$

Расчет радиуса колеса, катящегося без скольжения $r_{КО}$:

$$\kappa_{\text{ко}} = \lambda_{\text{ш}} * r_c ,$$

де: $\lambda_{\text{ш}} = 0,95 \dots 0,97$, для нашого випадку приймаємо $\lambda_{\text{ш}} = 0,96$.

$$r_c = 0,001 \left(\frac{d}{2} + 0,85B \right) ,$$

де: d – посадочний діаметр обода колеса, мм;

B – ширина профіля, мм;

0,18 – відношення висоти профіля до ширини профіля.

Для прототипу d = 480 мм; B = 255 мм.

$$r_c = 0.001 (480/2 + 0.18*255) = 0.285 \text{ м}$$

$$r_{\text{ко}} = 0,96 * 0,285 = 0,274 \text{ м}$$

Визначення потужності електродвигуна та побудова його характеристик.

$$N_{V_{\text{max}}} = \frac{N_{\psi}}{\eta_{\text{тр}}} + \frac{N_{\omega}}{\eta_{\text{тр}}} = \frac{G_a * \psi * V_{\text{max}}}{1000 * \eta_{\text{тр}}} + \frac{k * F * V_{\text{max}}^3}{1000 * \eta_{\text{тр}}} , \text{ кВт}$$

де: G_a – повна вага автомобіля = 22710 кг;

$\psi = 0,02$ – комплексний коефіцієнт опору дороги;

$V_{\text{max}} = 50 \text{ м/с}$;

k- коефіцієнт обтічності рівний 0,15 ... 0,37 Н * / (В наших розрахунках приймаємо що k = 0,45 Н * /);

F - лобовий перетин автомобіля, приймаємо за F = 2.52 м;

$\eta_{\text{тр}}$ - ККД трансмісії = 0,95;

$$N_{V_{\text{max}}} = (22710 * 0,02 * 50)/(1000*0,95) + \\ + (0,45 * 2,52 * 125000)/(1000*0,95) = 173 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{max}} = 1.05 * 173 = 180 \text{ кВт}$$

Обираємо асинхронний двигун змінного струму від компанії Siemens: Azure AC Induction 3 Phase Motor 1PV5135 4WS14. Ці двигуни - це те, що надійшло від фургонів Azure Transit Connect Electric.

Характеристики двигуна:

Номінальна напруга – 300В;

Номінальна потужність - 67 кВт;

Номінальний крутний момент – 160 Н/м;

Максимальний крутний момент - 200 Н/м;

Максимальна частота обертання – 10000 хв⁻¹;

Маса двигуна - 90 кг .

Двигун перевірений на стендах до 160 к.с. і 221 фунтів крутного моменту при 300 В і 400 А. Він має шліфевий вал з 24 зубами і повністю герметичний. Важить до 90 кг і герметизується IP67. Особливості рідкого охолодження, гліколю та води. З цим мотором нам рекомендується встановити повнорозмірний радіатор.

Номінальна напруга 215 вольт і безперервна потужність 47 кВт. Може забезпечувати потужністю 150 кВт протягом коротких періодів, якщо його правильно охолоджувати, а саме рідким способом: 50% гліколю, 50% води та зі швидкістю 16 літрів на хвилину.

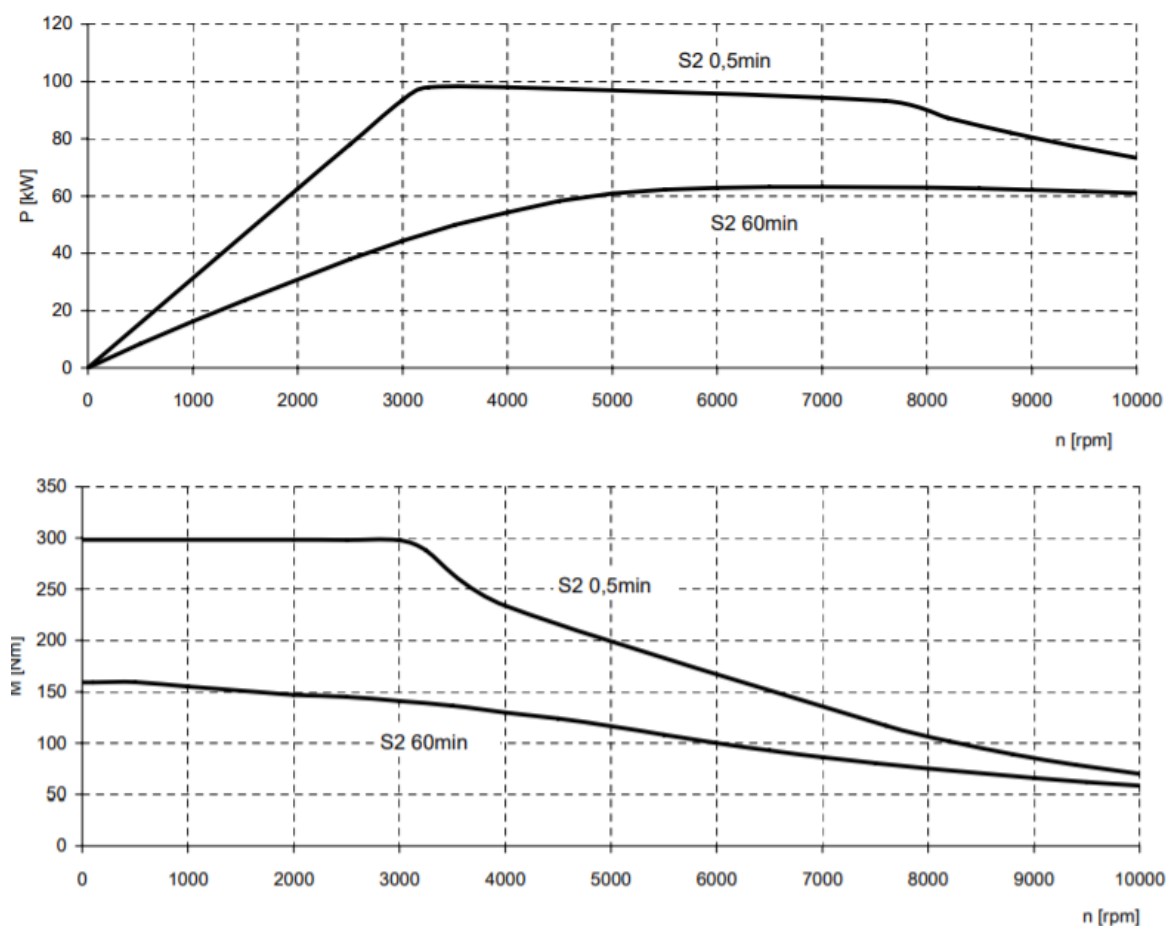


Рис.2.4 - Криві характеристик двигуна.

В парі з двигуном іде контролер з піковою потужністю 150 кВт. Новий Scott Drive 100 Рис. для безщітних двигунів постійного струму та змінного струму є надзвичайно гнучким і потужним контролером і рішенням Plug N Play для двигуна Siemens. Можна запустити його так просто, як вхід дросельної заслінки та декілька інших параметрів, або використовувати вбудовану шину CAN та інтегруватися з BMS та системами зарядки. Цей контролер можна оновити через вбудований порт Ethernet, і він має вбудовану схему передзарядки та внутрішній контактор. Ця модель також постачається із сумісним кабелем для внутрішніх датчиків двигуна Siemens. Повністю програмовані входи та 4 цифрові виходи управління двигуном дозволяють здійснити повне налаштування системи.



Рис.2.5 - Контролер Scott Drive 100 AC Motor Controller для 1PV5135 4WS14.

2.4.2. Розрахунок редукторів.

Розрахунок редукторів проводимо з розрахунку на те, що співвідношення крутних моментів між осями електромобіля складає 40/60. Відповідно величина крутного моменту на передній осі 40% від усього крутного моменту, а на задній осі відповідно 60%. З огляду на те, що найбільш навантажений задній редуктор при русі та русі,

через зміщення центра мас електромобіля ближче до задньої осі, то першим розраховуємо задній редуктор.

Кінематичний розрахунок

Споживану потужність (кВт) приводу (потужність на виході) визначають за формулой:

$$P_B = T_B \cdot n_B \cdot 2\pi = 1000 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 3.1415 / (60 \cdot 1000) = 6.3 \text{ кВт.}$$

Тоді потрібна потужність електродвигуна:

$$P_{e.} = P_{\text{потр}} / \eta_{\text{общ}},$$

де $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$

Тут $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ – коефіцієнт корисної дії окремих ланок кінематичного ланцюга.

Загальний ККД приводу:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_z^2 \eta_m;$$

де η_z - ККД зубчастой передачі; η_m - ККД з'єднувальної муфти.

$$\eta_z = 0.97; \eta_m = 0.98.$$

Тоді:

$$\eta_{\text{общ}} = 0.97^2 \cdot 0.98 = 0.93;$$

Потрібна потужність електродвигуна:

$$P_{e.\text{потр}} = 55,8 / 0.93 = 60 \text{ кВт};$$

Потрібну частоту обертання валу електродвигуна розраховуємо, підставляючи у формулу для $n_{e.\text{потр}}$ середні значення передаточних чисел з рекомендованого діапазону.

$$N_{e.\text{потр}} = n_B \cdot U_{\text{цил}}^2 \cdot U_p = 60 \cdot 4^2 \cdot 2 = 1920 \text{ хв}^{-1};$$

де $U_{\text{цил}}$ - передаточне число передачі двохступеневого циліндричного редуктора.

Відношенн максимального обертального моменту до номінального:

$$T_{\text{max}}/T = 2.2.$$

Після вибору n необхідно визначити загальне передаточне значення приводу:

$$U_{\text{заг}} = n/n_B;$$

$$U_{\text{заг}} = 6000 / 529 = 11,873;$$

Отримане розрахунком загальне передаточне значення розподіляють між редуктором та іншими передачами, між окремими ступенями редуктора.

$$U_{ред} = U_{заг} = 25$$

Передаточні значення ступеней (Ш - швидкохідна, Т - тихохідна):

$$U_T = 0,88 \sqrt{U_{ред}}$$

$$U_T = 3,1;$$

$$U_{Ш} = U_{ред}/U_T = 3,83.$$

Визначення частот обертання і обертальних моментів на валах

Після визначення передавальних значень ступенів редуктора (коробки передач) знаходять частоти обертання та обертаючі моменти на передаточних валах.

Якщо в заданій схемі відсутня ланцюгова передача на виході, то частота обертання вихідного вала редуктора

$$n_3 = n_B = 2204 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання проміжного валу редуктора:

$$n_2 = n_3 U_T = 2204 \cdot 3,83 = 8441,32 \text{ хв}^{-1}.$$

Частота обертання вхідного вала редуктора:

$$n_1 = n_2 U_B = 1565 \cdot 3,83 = 10002,96 \text{ хв}^{-1}.$$

Момент на вихідному валу при відсутності ланцюгової передачі:

$$T_3 = T_B / (\eta_m \eta_{оп}) = 1786 / (0,98 \cdot 0,99) = 1786 \text{ (Н·м)};$$

де $\eta_{оп}$ - ККД опір приводного валу; η_m - ККД муфты.

Обертальний момент на проміжному валу редуктора:

$$T_2 = T_3 / (U_T \eta_{цил}) = 1786 / (3,83 \cdot 0,97) = 68,967 \text{ (Н·м)}. 481$$

де $\eta_{цил}$ - ККД циліндричної передачі; U_T - передаточне значення тихохідного ступеня.

Обертальний момент на вхідному валу редуктора:

$$T_1 = T_2 / (U_{Ш} \eta_{цил}) = 68,967 / (3,83 \cdot 0,97) = 160 \text{ (Н·м)}$$

де $\eta_{цил}$ - ККД циліндричної передачі; $U_{Ш}$ - передаточне значення швидкохідного ступеня.

Таблиця 2.3 - Зведені дані, необхідні для розрахунку редуктора.

$U_{ред}$	$n_1, \text{хв}^{-1}$	$T_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$n_2, \text{хв}^{-1}$	$T_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$n_3, \text{хв}^{-1}$	$T_3, \text{Н}\cdot\text{м}$
25	10002	160	1556	594	505	1786

Примітка: розрахункові дані можуть мати похибку до 3% через заокруглень в розрахунках.

Міжосева відстань

Попереднє значення міжосьової відстані a_w' , мм:

$$a_w' = K(u \pm 1) \sqrt[3]{T_1/u},$$

де знак "+" приймають до уваги у розрахунках до зовнішнього зачеплення, а знак "-" - до внутрішнього; T_1 - крутний момент на шестірні (найбільший з довготривалих), Н · м; u - передаточне значення.

Коефіцієнт K , який залежить від поверхневої твердості H_1 і H_2 зубів шестерні і колеса, має наступні значення:

Твердість H	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$
	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$
Коефіцієнт K	10	8	6

Поверхнева твердість як шестерні до 480 HB, так і колеса до 262 HB, тому коефіцієнт K приймаємо рівним 8.

$$U = 3,1;$$

$$a_w' = 191 \text{ мм.}$$

Окружну швидкість v , м / с, обчислюють за формулою:

$$v = \frac{2 \pi a_w' n_1}{6 \cdot 10^4 (u \pm 1)}.$$

$$v = 8,66 \text{ м/с.}$$

Таблиця 2.4 - Ступінь точності зубчастої передачі.

Степень точності по ГОСТ 1643-81	Допустима окружна швидкість v , м / с, коліс			
	прямозубих		непрямозубих	
	циліндричних	конічних	циліндричних	конічних
6 (передачі підвищеної точності)	до 20	до 12	до 30	до 20
7 (передачі нормальної точності)	до 12	до 8	до 20	до 10
8 (передачі зниженою точністю)	до 6	до 4	до 10	до 7
9 (передачі низької точності)	до 2	до 1,5	до 4	до 3

При окружній швидкості 4,48 м / с (що більше 4 м/с) вибираємо ступінь точності 7.

Уточнюємо попередньо знайдене значення міжосьової відстані:

$$a_w = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} u [\sigma]_H^2}}$$

де $K_a = 450$ - для прямозубих колес; $K_a = 410$ - для косозубих та шевронних, МПа; $[\sigma]_H$ - у МПа.

ψ_{ba} - коефіцієнт ширини, який приймається з ряду стандартних чисел в залежності від положення коліс щодо опор (0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63):

при симетричному розташуванні - 0,315-0,5;

при несиметричному - 0,25-0,4;

при консольному розташуванні одного або обох коліс - 0,25-0,4;

для шевронних передач - 0,4 - 0,63;

для коробок передач - 0,1 - 0,2;

для передач внутрішнього зацеплення - $0,2(u + 1) / (u - 1)$.

Менші значення ψ_{ba} - для передач з твердістю зубів $H \geq 45\text{HRC}$.

Приймаємо $\psi_{ba} = 0,31$.

Знайдемо коефіцієнт навантаження в розрахунках на контактну міцність:

$$K_H = K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Коефіцієнт K_{Hv} враховує внутрішню динаміку навантаження, пов'язану насамперед із похибками кроків зацеплення і дефектами профілів зубів шестерні і колеса. Значення K_{Hv} приймають в залежності від ступеня точності передачі за нормами плавності, окружної швидкості і твердості робочих поверхонь.

Для ступеня точності 9, максимальної окружної швидкості 1.73 м / с, твердості $H_{B\leq 350}$ приймаємо $K_{Hv} = 1.06$.

Використання коефіцієнту $K_{H\beta}$ дає змогу враховувати нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній, яке обумовлюється похибками виготовлення (дефектами напрямки зуба) і пружними деформаціями валів, підшипників. В результаті підвищеного місцевого зношування зубів розподіл навантаження стає більш рівномірним. Тому є необхідність розглядати коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження в початковий період роботи $K_{H\beta 0}$ і після роботи $K_{H\beta}$.

Значення коефіцієнта $K_{H\beta 0}$ приймають в залежності від коефіцієнта $\psi_{bd} = b_2 / d_1$, схеми передачі твердості зубів. Так як ширина колеса і діаметр шестерні ще поки не визначені, значення коефіцієнта ψ_{bd} обчислюють орієнтовно:

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} (u + 1);$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,31 \cdot (3,93 + 1) = 1,05.$$

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначають за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta 0} - 1) K_{Hw},$$

де K_{Hw} - коефіцієнт, який враховує приработку зубів, значення якого знаходять в залежності від окружної швидкості для зубчастого колеса із меншою твердістю.

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ визначають за формулою:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{0H\alpha} - 1) K_{Hw}.$$

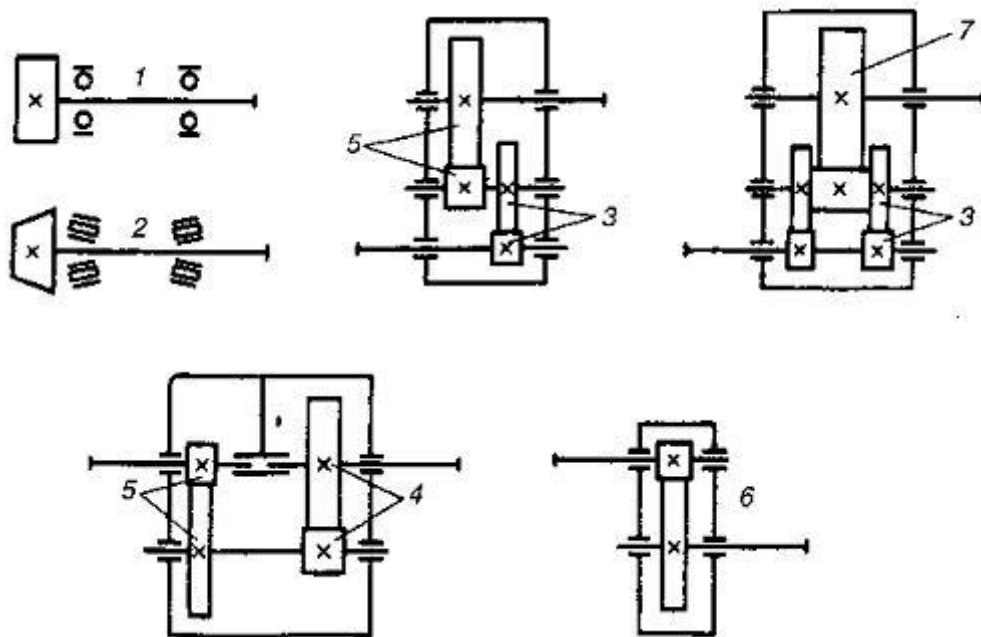


Рис.2.4 - Компонувочні схеми редукторів.

Початкове значення коефіцієнта $K_{0H\alpha}$ розподілу навантаження між зубами зв'язку з такими похибками виготовлення, як похибками кроку зачеплення і напрямки зуба, розраховується залежно від ступеня точності ($N_{ст} = 5, 6, 7, 8, 9$) за нормами плавності:

для прямозубих передач: $K_{0H\alpha} = 1 + 0,06 (N_{ст} - 5)$, за умови $1 \leq K_{0H\alpha} \leq 1,25$;

для косозубих передач: $K_{0H\alpha} = 1 + A (N_{ст} - 5)$, за умови $1 \leq K_{0H\alpha} \leq 1,6$,

де $A = 0,15$ - для зубчастих коліс, твердість яких $H1$ і $H2 > 350$ HB та $A = 0,25$ при $H1$ і $H2 \leq 350$ HB або $H1 > 350$ HB та $H2 \leq 350$ HB.

$$K_{0H\alpha} = 1 + 0.25 (9 - 5) = 2$$

Приймаємо коефіцієнт K_{Hw} як найближче значення твердості по таблиці 250 HB або 23 HRC до твердості колеса 262 HB, тобто 0.28.

$$K_{H\alpha} = 1 + (2 - 1) 0.28 = 1.28;$$

Приймаємо коефіцієнт $K_{H\beta 0}$ рівним 1.12.

$$K_{H\beta} = 1 + (1.12 - 1) 0.28 = 1.0336;$$

$$K_H = 1.06 \cdot 1.0336 \cdot 1.28 = 1.58$$

Уточнене значення міжосьової відстані:

$$a_w = 210 \text{ мм};$$

Обчислене значення міжосьової відстані округлюють до найближчого числа та кратного 5 або по ряду розмірів Ra 40. При великосерійному виробництві редукторів a_w округлюють до найближчого значення за стандартом: 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400 мм.

Приймаємо $a_w = 200$ мм.

Попередні основні розміри колеса

Знайдемо ділительний діаметр:

$$d_2 = 2a_w u / (u \pm 1);$$

$$d_2 = 2 \cdot 200 \cdot 3,1 / (3,1 + 1) = 302 \text{ мм}; 283$$

Знайдемо ширину:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w;$$

$$b_2 = 0,315 \cdot 200 = 63 \text{ мм}.$$

Приймаємо вибране зі стандартного ряду Ra 40 значення ширини:

$$b_2 = 63 \text{ мм}.$$

Модуль передачі

Максимально допустимий модуль (m_{\max}) має визначатись з умови неподрізання зубів:

$$m_{\max} \approx 2a_w / [17(u \pm 1)];$$

$$m_{\max} \approx 2 \cdot 200 / [17(3,1 + 1)] = 5,74 \text{ мм}.$$

Мінімальне значення модуля (m_{\min}) має визначатись з умови міцності:

$$m_{\min} = \frac{K_m K_F T_1 (u \pm 1)}{a_w b_2 [\sigma]_F},$$

де $K_m = 3,4 \cdot 10^3$ для прямозубих, та $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ для косозубих передач; замість $[\sigma]_F$ підставляють менше зі значень $[\sigma]_{F2}$ і $[\sigma]_{F1}$.

Коефіцієнт навантаження при розрахунку по напруженням вигину:

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta} K_{Fa}.$$

Коефіцієнт KF_v враховує внутрішню динаміку навантаження, пов'язану насамперед із помилками кроків зачеплення шестірні і колеса. Значення KF_v приймаємо в залежності від ступеню точності за нормами окружної швидкості, плавності і твердості робочих поверхонь.

Для ступеня точності 9, максимальної окружної 1.73 м / с, твердості $HB \leq 350$ приймаємо $KF_v = 1.12$.

KF_β - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу напружень біля основи зубів по ширині зубчастого вінця, оцінюють за формулою

KF_α - коефіцієнт, що враховує вплив похибки виготовлення шестерні та колеса на розподіл навантаження між зубами, обчислюється так само як при розрахунках на контактну міцність:

$$KF_\alpha = KF_{\alpha 0}.$$

У зв'язку з менш сприятливим впливом підробітки на згинальну міцність, ніж на контактну, і більш важкими наслідками через неточності при визначенні напружень вигину приработку зубів при обчисленні коефіцієнтів KF_β і KF_α не враховують.

$$KF = KF_v = 1.12.$$

$$m_{\min} = 0.55 \text{ мм.}$$

З отриманого діапазону ($m_{\min} \dots m_{\max}$) модулів приймають менше значення m , узгоджуючи його зі стандартним (ряд 1 слід віддавати перевагу ряду 2):

Ряд 1 (мм): 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд 2 (мм): 1,12; 1,37; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Приймаємо $m = 3$ мм з стандартного ряду.

Значення модулів $m < 1$ за умовою, що твердість менше або рівна 350 HB і $m < 1,5$ за умовою, що твердість рівна або більша 40 HRCe для силових передач використовувати небажано.

Сумарне число зубів і кут нахилу

Визначимо мінімальний кут нахилу зубів косозубих коліс:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4/b_2);$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot 3/50) = 10,98^\circ.$$

Сумарне число зубів

$$z_s = 2a_w \cos \beta_{\min} / m = 77$$

Отримане значення z_s округлюють в меншу сторону до цілого числа і визначають дійсне значення кута β нахилу зуба:

$$\beta = \arccos [z_{sm} / (2a_w)].$$

$$z_s = 130;$$

$$\beta = \arccos [130 \cdot 3 / (2 \cdot 200)] = 12,83.$$

Довідково: для косозубих коліс $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронних - $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Кількість зубів шестерні і колеса

Кількість зубів шестерні:

$$z_1 = z_s / (u_1) \geq z_{1\min};$$

$$z_1 = 130 / (3,1 + 1) = 32.$$

Значення z_1 округлюють до найближчої бік до цілого числа.

$$z_1 = 32.$$

Число зубів колеса зовнішнього зачеплення $z_2 = z_s - z_1$.

$$z_2 = 130 - 32 = 98.$$

Фактичне передавальне число

$$u_f = z_2 / z_1 = 98/32 = 3,0625.$$

Фактичні значення передавальних чисел не повинні бути відмінними від номінальних більш ніж на: 3% - для одноступінчатих, 4% - для двоступеневих і 5% - для багатоступеневих редукторів.

Відхилення від номінального передавального числа

$$\Delta = (u - u_f) / u = 1.02\%.$$

Діаметри коліс

Ділильні діаметри d :

$$\text{шестерні } d_1 = z_1 m / \cos \beta;$$

колеса зовнішнього зачеплення $d_2 = 2a_w - d_1$;

колеса внутрішнього зачеплення $d_2 = 2a_w + d_1$;

$$d_1 = 32 \cdot 3 / \cos 12^\circ = 98 \text{ мм}; 183 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot 200 - 98 = 302 \text{ мм}. 217$$

Діаметри d_a і d_f вершин і западин зубів коліс зовнішнього зачеплення:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - y)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - y)m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2)m;$$

де x_1 і x_2 - коефіцієнти зміщення у шестерні і колеса;

$y = - (a_w - a) / m$ - коефіцієнт сприйманого зсуву;

a - міжосьова відстань: $a = 0,5m (z_2 + z_1)$.

$$a = 0,5 \cdot 3 \cdot (98 + 32) = 195 \text{ мм};$$

$$y = -(200 - 195) / 3 = -1,67;$$

$$d_{a1} = 98 + 2 \cdot [1 - (-1,67)] \cdot 3 = 104 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 98 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 90,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 302 + 2 \cdot [1 - (-1,67)] \cdot 3 = 308 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 302 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3 = 294,5 \text{ мм};$$

Розміри заготовок

Щоб отримати при термічній обробці прийнятні для розрахунку механічні характеристики матеріалу коліс, потрібно, щоб розміри $D_{заг}$, $S_{заг}$, $S_{заг}$ заготовок коліс не перевищували допустимих значень $D_{пр}$, $S_{пр}$:

$$D_{заг} \leq D_{пр}; S_{заг} \leq S_{пр}; S_{заг} \leq S_{пр}.$$

Значення $D_{заг}$, $S_{заг}$, $S_{заг}$ (мм) обчислюються за формулами: для циліндричної шестерні $D_{заг} = d_a + 6$ мм; для колеса з виточками $S_{заг} = 0,5b_2$ і $S_{заг} = 8m$; для колеса без виточок $S_{заг} = b_2 + 4$ мм.

$$D_{заг1} = 72.17 + 6 \text{ мм} = 78.17 \text{ мм};$$

$$D_{заг2} = 261.35 + 6 \text{ мм} = 267.35 \text{ мм};$$

$$S_{заг2} = 50 + 4 \text{ мм} = 54 \text{ мм}.$$

Перевірка зубів коліс по контактним напруженням

Розрахуємо значення контактної напруги:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H T_1 (u_\phi \pm 1)^3}{b_2 u_\phi}} \leq [\sigma]_H,$$

де $Z_\sigma = 9600$ для прямозубих і $Z_\sigma = 8400$ для косозубих передач, МПа^{1/2}.

$$\sigma_H = 460.44 \text{ МПа};$$

Якщо розрахункове напруження σ_H менше допустимого $[\sigma_H]$ в межах 15-20% або σ_H більше $[\sigma_H]$ в межах 5%, то раніше обчисленні параметри передачі приймають за остаточні. В іншому випадку необхідний перерахунок.

σ_H менше $[\sigma_H]$ на 4.63%.

Раніше прийняті параметри передачі приймаємо за остаточні.

Сили в зачепленні

Окружна сила зачеплення:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1;$$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 91.39 / 65.41 = 2794.37 \text{ Н};$$

Радіальна сила зачеплення:

$$F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta$$

(для стандартного кута $\alpha = 20^\circ$ $\tan \alpha = 0.364$);

$$F_r = 2794.37 \cdot 0.364 / \cos 8.17^\circ = 1027.59 \text{ Н};$$

Осьова:

$$F_a = F_t \tan \beta;$$

$$F_a = 2794.37 \cdot \tan 8.17^\circ = 401.32 \text{ Н}.$$

Розрахунок циліндричної передачі другого ступеня

Вибір твердості, термічної обробки і матеріалу коліс

Необхідно обрати твердість коліс і матеріали для їх виготовлення за умовами його експлуатації і вимог до габаритних розмірів. Для силових передач найчастіше застосовують матеріали із сталі. Передачі зі сталевими зубчастими колесами мають

мінімальну масу і габарити, тим менше, чим вище твердість робочих ділянок зубів, яка залежить від марки стали і варіантів термічної обробки.

Шестерня:

Матеріал - Сталь 40Х.

Термічна обробка - поліпшення і загартування ТВЧ.

Граничні розміри заготовки: $D_{\text{пр}} = 125 \text{ мм}$, $S_{\text{пр}} = 80 \text{ мм}$.

Твердість зубів: в серцевині до 302 НВ, на поверхні до 50 HRCe.

Максимальне напруження $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

Колесо:

Матеріал - Сталь 40Х.

Термічна обробка – поліпшення.

Граничні розміри заготовки: $D_{\text{пр}} = 200 \text{ мм}$, $S_{\text{пр}} = 125 \text{ мм}$.

Твердість зубів: в серцевині до 262 НВ, на поверхні до 262 НВ.

Максимальне напруження $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$.

Визначення допустимих контактних напружень

Контактні напруги $[\sigma]_{H1}$ для шестерні і $[\sigma]_{H2}$ для колеса мають визначатися по загальній залежності (але з урахуванням відповідних параметрів для шестерні і колеса), з умовою впливу на контактну міцність довговічності, тобто ресурсу, шорсткості сполучених поверхонь зубів і окружної швидкості:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H\text{lim}ZNZRZV} / SH.$$

Межа контактної витривалості $[\sigma]_{H\text{lim}}$ обчислюють за емпіричними формулами в залежності від матеріалу і способу термообробки зубчастого колеса і середньої твердості (HВ_{ср} або HRCe_{ср}) на поверхні зубів (табл 2.5).

Таблиця 2.5 - Твердість матеріалу в залежності від способу термічної або хіміко-термічної обробки

	Середня твердість на поверхні	Сталь	σ_{Hlim} , МПа
Поліпшення	< 350 HB	Вуглецева і	$2 HB_{cp} + 70$
Поверхнєве загартування	40...56 HRC _{ср}	легована	$17 HRC_{ср} + 200$
Цементация	> 56 HRC _{ср}	Легована	$23 HRC_{ср}$
Азотування	> 52 HRC _{ср}		1050

Для обраної марки сталі і ТО шестерні :

$$[\sigma]_{Hlim\ 1} = 17 \cdot HRC_{ср} + 200 = 17 \cdot 48 + 200 = 1016 \text{ МПа.}$$

Для обраної марки сталі і ТО колеса :

$$[\sigma]_{Hlim\ 2} = 2 \cdot HB_{cp} + 70 = 2 \cdot 246 + 70 = 562 \text{ МПа.}$$

Мінімальні значення коефіцієнта запасу міцності для зубчастих коліс з однорідною структурою матеріалу, тобто поліпшених або об'ємно загартованих $SH = 1,1$; для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням $SH = 1,2$.

Для обраної ТО шестерні (поліпшення і гарт ТВЧ) приймаємо $SH\ 1 = 1,2$.

Для обраної ТО колеса (поліпшення) - $SH\ 2 = 1,1$.

Коефіцієнт довговічності Z_N має враховувати вплив ресурсу:

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG}/N_k} \text{ при умови } 1 \leq Z_N \leq Z_{Nmax}.$$

Число N_{HG} циклів, відповідне перелому кривої втоми, визначається по середньої твердості поверхонь зубів:

$$N_{HG} = 30 HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

Твердість у одиницях HRC переводять в одиниці HB.

Перекладена середня твердість поверхні зубів для обраного матеріалу шестерні дорівнює 451 HB.

$$N_{HG\ 1} = 30 \cdot 451^{2,4} = 70405590.$$

Для колеса:

$$N_{HG2} = 30 \cdot 246^{2,4} = 16464600.$$

Ресурс передачі N_k в числах циклів зміни напруг при частоті обертання n , хв-1, і часу роботи L_h , годину:

$$N_k = 60 n n_3 L_h,$$

де n_3 - число входжень у зачеплення зуба (чисельно дорівнює числу коліс, що знаходяться в зачепленні).

У загальному випадку сумарний час L_h (години) роботи передачі розраховують за формулою:

$$L_h = L 365 K_{\text{год}} 24 K_{\text{сут}},$$

де L - число років роботи; $K_{\text{год}}$ - коефіцієнт річного використання передачі; $K_{\text{сут}}$ - коефіцієнт добового використання передачі.

Число зацеплень n_3 і для колеса і для шестерні в даному випадку дорівнює 1.

$$L_h = 8 \cdot 365 \cdot 0.55 \cdot 24 \cdot 0.87 = 33533.28, \text{ ч.}$$

Для шестерні:

$$N_{kш} = 60 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 33533.28 = 368195414.4.$$

Оскільки $N_{kш}$ більше, ніж N_{HG} , то приймаємо $N_{kш} = N_{HG} = 70405590$.

$$Z_{Nш} = 1$$

Для колеса:

$$N_{k\text{ кол}} = 60 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 33533.28 = 368195414.4.$$

Оскільки $N_{k\text{ кол}}$ більше, ніж N_{HG} , то приймаємо $N_{k\text{ кол}} = N_{HG} = 16464600$.

$$Z_{N\text{ кол}} = 1$$

Коефіцієнт Z_R , що враховує вплив шорсткості сполучених поверхонь зубів, беруть для зубчастого колеса пари з більш грубою поверхнею в залежності від параметра R_a шорсткості ($Z_R = 1 - 0,9$). Великі значення відповідають шліфованим і полірованим поверхням ($R_a = 0,63-1,25$ мкм).

Приймаємо значення Z_R для шестерні та колеса як 0,9.

Коефіцієнт Z_V має враховувати вплив окружної швидкості V ($Z_V = 1-1,15$). Менші значення відповідають твердим передачам, що працюють при малих окружних швидкостях (V до 5 м / с).

Приймаємо значення Z_V для шестерні і рівним 1,05, що задовольняє в більшості випадків.

Для шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{Hlim} Z_N Z_R Z_V / S_H = 800.1 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{Hlim} Z_{N \text{ кол}} Z_R Z_V / S_H = 482.81 \text{ МПа.}$$

Напруга, що допускається $[\sigma]_H$ для циліндричних і конічних передач з прямими зубами одно меншому з допустимих напружень шестерні $[\sigma]_{H1}$ і колеса $[\sigma]_{H2}$.

Приймаємо мінімальне допустиме напруження:

$$[\sigma]_H = 482.81 \text{ МПа}$$

Визначення напружень вигину

Напруги вигину зубів шестерні $[\sigma]_{F1}$ та колеса $[\sigma]_{F2}$, що допускаються, визначають по загальній залежності (але з урахуванням відповідних параметрів для шестерні і колеса), за умов впливу на опір втоми при вигині довговічності (ресурсу), шорсткості перехідної поверхні між суміжними зубами і реверсу навантаження:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{Flim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

Межа міцності $[\sigma]_{Flim}$ при нульовому циклі напружень обчислюють за емпіричними формулами (табл.2.6).

Таблиця 2.6 - Межа міцності в залежності від способу термічної або хіміко-термічної обробки

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Група сталей	Твердість зубів		σ_{Flim} , МПа
		на поверхні	в серцевині	
Поліпшення	45, 40X, 40XH, 35XM	< 350 HB	< 350 HB	1,75 HB _{cp}
Загартування ТВЧ по контуру зубів	40X, 40XH, 35XM	48 - 52 HRC ₃	27 - 35 HRC ₃	600 - 700
Загартування ТВЧ наскрізна (m < 3 мм)		48 - 52 HRC ₃	48 - 52 HRC ₃	500 - 600
Цементация	20X,	57 – 62 HRC ₃	30 – 45 HRC ₃	750 – 800
Цементация з автоматичним регулюванням процесу	20XH2M, 18XГТ, 25XГМ, 12XH3A			850 - 950
Азотування	38X2MЮА, 40XHMA	< 67 HRC ₃	24 – 40 HRC ₃	12HRC _{e cp} + 290

Приймаємо для обраної марки стали і ТО (Сталь 40X, поліпшення і гарт ТВЧ) для виготовлення шестерні:

$$[\sigma]_{Flim\ 1} = 600 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{Flim\ 2} = 1,75 \text{ HB}_{cp} = 1,75 \cdot 246 = 431 \text{ МПа.}$$

Найменше значення коефіцієнта запасу міцності: для цементованих і нітроцементованих зубчастих коліс - $S_F = 1,55$; для будь-яких інших, наприклад, як для нашого розрахунку, - $S_F = 1,7$.

Коефіцієнт довговічності Y_N враховує вплив ресурсу:

$$Y_N = \sqrt[N_{FG}/N_k]{}, \text{ при умови } 1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax},$$

де $Y_{N_{\max}} = 4$ і $q = 6$ - для поліпшених зубчастих коліс; $Y_{N_{\max}} = 2,5$ і $q = 9$ для поверхнево зміцнених та загартованих зубів. Число циклів, відповідне перелому кривої втоми, $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Для обраної термообробки шестерні (поліпшення і гарт ТВЧ) приймаємо:

$$Y_{N_{\max 1}} = 2,5 \text{ і } q_1 = 9.$$

Для обраної термообробки колеса (поліпшення):

$$Y_{N_{\max 2}} = 4 \text{ і } q_2 = 6.$$

Призначений ресурс N_k обчислюють як і при розрахунках по контактним напруженням.

З урахуванням з кривою втоми напруги σ_F не можуть мати значень, менших σ_{Flim} . Тому при $N_k > N_{sub} > F_G$ приймають $N_k = N_{FG}$.

Для тих швидкохідних передач, що працюють певний тривалий час, $N_k \geq N_{FG}$ і, отже $Y_N = 1$, що собою і враховує перший знак нерівності в формулі

$Y_N = \sqrt[N_{FG}/N_k]{}$, при умови $1 \leq Y_N \leq Y_{N_{\max}}$. Наступний знак нерівності обмежує допустимі напруження за умовами запобігання пластичної деформації чи крихкого руйнування зуба.

Для шестерні:

$$N_{k_{ш}} = 60 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 33533,28 = 368195414,4$$

Так як $N_{k_{ш}}$ більш за N_{FG} , то приймаємо $N_{k_{ш}} = N_{FG} = 4000000$.

$$Y_{N_{ш}} = 1$$

Для колеса:

$$N_{k_{кол}} = 60 \cdot 183 \cdot 1 \cdot 33533,28 = 368195414,4$$

Так як $N_{k_{кол}}$ більше N_{FG} , то приймаємо $N_{k_{кол}} = N_{FG} = 4000000$.

$$Y_{N_{кол}} = 1$$

Коефіцієнт Y_R , що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні між зубами, приймають:

$Y_R = 1$ при шліфуванні і зубофрезерування з параметром шорсткості $R_z \leq 40$ мкм;

$Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при поліруванні (великі значення при поліпшенні і після гарту ТВЧ).

Обираємо значення $Y_R = 1,1$.

Коефіцієнт Y_A має враховувати вплив прикладання навантаження з обох сторін, тобто реверсу:

при прикладанні навантаження з однієї сторони $Y_A = 1$;

при реверсивному навантаженні та обох однакових навантаженнях і числі циклів навантаження в прямому і зворотному напрямку (наприклад, в планетарній передачі зуби сателіта):

$Y_A = 0,65$ - для нормалізованих і поліпшених сталей;

$Y_A = 0,75$ - для загартованих і цементованих;

$Y_A = 0,9$ - для азотованих.

Так як в цьому проекті планується реверсивний хід, то з урахуванням термообробки приймаємо:

для шестерні $Y_{A1} = 0.75$;

для колеса $Y_{A2} = 0.65$.

Тобто, підставивши ці значення у формули, отримуємо такі напруження вигину: для шестерні:

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{Flim1} Y_{Nш} Y_R Y_{A1} / S_{F1} = 291.18 \text{ МПа.}$$

для колеса:

$$[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{Flim2} Y_{Nкол} Y_R Y_{A2} / S_{F2} = 181.27 \text{ МПа.}$$

Проектний розрахунок

Міжосьова відстань

Попереднє значення міжосьової відстані a_w' , мм:

$$a_w' = K(u \pm 1) \sqrt[3]{T_1/u},$$

де знак "+" приймають до уваги у розрахунках до зовнішнього зачеплення, а знак "-" - до внутрішнього; T_1 - крутний момент на шестірні (найбільший з довготривалих), Н · м; u - передаточне значення.

Коефіцієнт K , який залежить від поверхневої твердості H_1 і H_2 зубів шестерні і колеса, має наступні значення:

Твердість H	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_3$
	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_2 \geq 45 \text{ HRC}_3$
Коефіцієнт K	10	8	6

Поверхнева твердість як шестерні до 480 HB, так і колеса до 262 HB, тому коефіцієнт K приймаємо рівним 8.

$$U = 3,83;$$

$$a_w' = 207 \text{ мм.}$$

Окружну швидкість v , м / с, обчислюють за формулою:

$$v = \frac{2 \pi a_w' n_1}{6 \cdot 10^4 (u \pm 1)} .$$

$$v = 6,98 \text{ м/с.}$$

Ступінь точності зубчастої передачі призначають по табл.2.4.

При окружних швидкості 6,98 м / с (що менше 10 м/с) вибираємо ступінь точності 8.

Уточнюємо попередньо знайдене значення міжосьової відстані:

$$a_w = K_a (u \pm 1)^{-3} \sqrt{\frac{K_H T_1}{\psi_{ba} u [\sigma]_H^2}} ,$$

де $K_a = 450$ - для прямозубих колес; $K_a = 410$ - для косозубих та шевронних, МПа; $[\sigma]_H$ - у МПа.

ψ_{ba} - коефіцієнт ширини, який приймається з ряду стандартних чисел в залежності від положення коліс щодо опор (0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63):

при симетричному розташуванні - 0,315-0,5;

при несиметричному - 0,25-0,4;

при консольному розташуванні одного або обох коліс - 0,25-0,4;

для шевронних передач - 0,4 - 0,63;

для коробок передач - 0,1 - 0,2;

для передач внутрішнього зачеплення - $0,2 (u + 1) / (u - 1)$.

Менші значення ψ_{ba} - для передач з твердістю зубів $H \geq 45HRC$.

Приймаємо $\psi_{ba} = 0,31$.

Знайдемо коефіцієнт навантаження в розрахунках на контактну міцність:

$$K_H = K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

Коефіцієнт K_{Hv} враховує внутрішню динаміку навантаження, пов'язану насамперед із похибками кроків зачеплення і дефектами профілів зубів шестерні і колеса. Значення K_{Hv} приймають в залежності від ступеня точності передачі за нормами плавності, окружної швидкості і твердості робочих поверхонь.

Для ступеня точності 9, максимальної окружної швидкості 1,52 м / с, твердості $HV \leq 350$ приймаємо $K_{Hv} = 1.02$.

Використання коефіцієнту $K_{H\beta}$ дає змогу враховувати нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній, яке обумовлюється похибками виготовлення (дефектами напрямки зуба) і пружними деформаціями валів, підшипників. В результаті підвищеного місцевого зношування зубів розподіл навантаження стає більш рівномірним. Тому є необхідність розглядати коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження в початковий період роботи $K_{H\beta 0}$ і після роботи $K_{H\beta}$.

Значення коефіцієнта $K_{H\beta 0}$ приймають в залежності від коефіцієнта $\psi_{bd} = b^2 / d_1$, схеми передачі твердості зубів. Так як ширина колеса і діаметр шестерні ще поки не визначені, значення коефіцієнта ψ_{bd} обчислюють орієнтовно:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1);$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,31 \cdot (3,05 + 1) = 0,6.$$

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначають за формулою:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta 0} - 1) K_{Hw},$$

де K_{Hw} - коефіцієнт, який враховує приработку зубів, значення якого знаходять в залежності від окружної швидкості для зубчастого колеса із меншою твердістю.

Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ визначають за формулою:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw},$$

Початкове значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ розподілу навантаження між зубами зв'язку з такими похибками виготовлення, як похибками кроку зачеплення і напрямки зуба, розраховується залежно від ступеня точності ($N_{ст} = 5, 6, 7, 8, 9$) за нормами плавності:

для прямозубих передач: $K_{H\alpha} = 1 + 0,06 (N_{ст} - 5)$, за умови $1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,25$;

для косозубих передач: $K_{H\alpha} = 1 + A (N_{ст} - 5)$, за умови $1 \leq K_{H\alpha} \leq 1,6$,

де $A = 0,15$ - для зубчастих коліс, твердість яких H_1 і $H_2 > 350$ HB та $A = 0,25$ при H_1 і $H_2 \leq 350$ HB або $H_1 > 350$ HB та $H_2 \leq 350$ HB.

$$K_{H\alpha} = 1 + 0.25 (9 - 5) = 2$$

Приймаємо коефіцієнт K_{Hw} як найближче значення твердості по таблиці 250 HB або 23 HRC до твердості колеса 262 HB, тобто 0.26.

$$K_{H\alpha} = 1 + (2 - 1) 0.26 = 1.26;$$

Приймаємо коефіцієнт $K_{H\beta 0}$ рівним 1.04.

$$K_{H\beta} = 1 + (1.04 - 1) 0.26 = 1.0104;$$

$$K_H = 1.06 \cdot 1.02 \cdot 1.21 = 1.31.$$

Уточнене значення міжосьової відстані:

$$a_w = 250 \text{ мм};$$

Обчислене значення міжосьової відстані округлюють до найближчого числа та кратного 5 або по ряду розмірів Ra 40. При великосерійному виробництві редукторів a_w округлюють до найближчого значення за стандартом: 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400 мм.

Приймаємо $a_w = 200$ мм.

Попередні основні розміри колеса

Знайдемо ділильний діаметр:

$$d_2 = 2a_w u / (u \pm 1);$$

$$d_2 = 2 \cdot 250 \cdot 3,83 / (3,83 + 1) = 396 \text{ мм};$$

Знайдемо ширину:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w;$$

$$b_2 = 0.315 \cdot 250 = 78,75 \text{ мм.}$$

Приймаємо вибранне зі стандартного ряду Ra 40 значення ширини:

$$b_2 = 80 \text{ мм.}$$

Модуль передачі

Максимально допустимий модуль (m_{\max}) має визначатись з умови неподрізання зубів:

$$m_{\max} \approx 2a_w / [17(u \pm 1)];$$

$$m_{\max} \approx 2 \cdot 250 / [17(3,83 + 1)] = 6,1 \text{ мм.}$$

Мінімальне значення модуля (m_{\min}) має визначатись з умови міцності:

$$m_{\min} = \frac{K_m K_F T_1 (u \pm 1)}{a_w b_2 [\sigma]_F},$$

де $K_m = 3,4 \cdot 10^3$ для прямозубих передач, та $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ для косозубих передач; замість $[\sigma]_F$ підставляють менше зі значень $[\sigma]_{F2}$ и $[\sigma]_{F1}$.

Коефіцієнт навантаження при розрахунку по напруженням вигину:

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}.$$

Коефіцієнт K_{Fv} враховує внутрішню динаміку навантаження, пов'язану насамперед із помилками кроків зачеплення шестірні і колеса. Значення K_{Fv} приймаємо в залежності від ступеню точності за нормами окружної швидкості, плавності і твердості робочих поверхонь.

Для ступеня точності 9, максимальної окружної 1.73 м / с, твердості $HB \leq 350$ приймаємо $K_{Fv} = 1.12$.

$K_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу напружень біля основи зубів по ширині зубчастого вінця, оцінюють за формулою

$K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує вплив похибки виготовлення шестерні та колеса на розподіл навантаження між зубами, обчислюється так само як при розрахунках на контактну міцність:

$$K_{F\alpha} = K_{F\alpha 0}.$$

У зв'язку з менш сприятливим впливом підробітки на згинальну міцність, ніж на контактну, і більш важкими наслідками через неточності при визначенні напружень вигину прироботку зубів при обчисленні коефіцієнтів $K_F\beta$ і $K_F\alpha$ не враховують.

$$K_F = K_{Fv} = 1.04.$$

$$m_{\min} = 0.81 \text{ мм.}$$

З отриманого діапазону ($m_{\min} \dots m_{\max}$) модулів приймають менше значення m , узгоджуючи його зі стандартним (ряд 1 слід віддавати перевагу ряду 2):

Ряд 1 (мм): 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0

Ряд 2 (мм): 1,12; 1,37; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Приймаємо з стандартного ряду $m = 3 \text{ мм.}$

Значення модулів $m < 1$ за умовою, що твердість менше або рівна 350 HB і $m < 1,5$ за умовою, що твердість рівна або більша 40 HRCe для силових передач використовувати небажано.

Сумарне число зубів і кут нахилу

Визначимо мінімальний кут нахилу зубів косозубих коліс:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2);$$

$$\beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot 3,5/80) = 10,08^\circ.$$

Сумарне число зубів

$$z_s = 2a_w \cos \beta_{\min} / m = 140.$$

Отримане значення z_s округлюють в меншу сторону до цілого числа і визначають дійсне значення кута β нахилу зуба:

$$\beta = \arccos[z_s m / (2a_w)].$$

$$z_s = 140;$$

$$\beta = \arccos[265 \cdot 3 / (2 \cdot 400)] = 8,5.$$

Примітка: для косозубих коліс $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронних - $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

Кількість зубів шестерні і колеса

Кількість зубів шестерні:

$$z_1 = z_s / (u \pm 1) \geq z_{1\min};$$

$$z_1 = 140 / (3,83 + 1) = 29.$$

Значення z_1 округлюють до найближчої бік до цілого числа.

$$z_1 = 29.$$

Число зубів колеса зовнішнього зачеплення $z_2 = z_s - z_1$.

$$z_2 = 140 - 29 = 111.$$

Фактичне передавальне число

$$u_f = z_2/z_1 = 111/29 = 3,828.$$

Фактичні значення передавальних чисел не повинні бути відмінними від номінальних більш ніж на: 3% - для одноступінчатих, 4% - для двоступеневих і 5% - для багатоступеневих редукторів.

Відхилення від номінального передавального числа:

$$\Delta = (u - u_f)/u = 0 \, \%.$$

Діаметри коліс

Ділильні діаметри d :

$$\text{шестерні } d_1 = z_1 m / \cos \beta;$$

$$\text{колеса зовнішнього зачеплення } d_2 = 2a_w - d_1;$$

$$\text{колеса внутрішнього зачеплення } d_2 = 2a_w + d_1;$$

$$d_1 = 29 \cdot 3,5 / \cos 10,08^\circ = 103,1 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2 \cdot 250 - 103,1 = 396,9 \text{ мм}.$$

Діаметри d_a і d_f вершин і западин зубів коліс зовнішнього зачеплення:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - y)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - y)m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2)m;$$

де x_1 і x_2 - коефіцієнти зміщення у шестерні і колеса;

$y = - (a_w - a) / m$ - коефіцієнт сприйманого зсуву;

a - міжосьова відстань: $a = 0,5m (z_2 + z_1)$.

$$a = 0.5 \cdot 3,5 \cdot (111+29) = 245 \text{ мм};$$

$$y = -(250 - 245)/3,5 = -1.43;$$

$$d_{a1} = 103,1 + 2 \cdot [1 - (-1.43)] \cdot 3.5 = 110.1 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = 103,1 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3.5 = 94,35 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 396,9 + 2 \cdot [1 - (-1.43)] \cdot 3,5 = 403,9 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 396,9 - 2 \cdot 1,25 \cdot 3.5 = 388,15 \text{ мм}.$$

Розміри заготовок

Щоб отримати при термічній обробці прийняті для розрахунку механічні характеристики матеріалу коліс, потрібно, щоб розміри $D_{\text{заг}}$, $C_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$ заготовок коліс не перевищували допустимих значень $D_{\text{пр}}$, $S_{\text{пр}}$:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пр}}; C_{\text{заг}} \leq C_{\text{пр}}; S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}}.$$

Значення $D_{\text{заг}}$, $C_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$ (мм) обчислюються за формулами: для циліндричної шестерні $D_{\text{заг}} = d_a + 6 \text{ мм}$; для колеса з виточками $C_{\text{заг}} = 0,5b_2$ і $S_{\text{заг}} = 8m$; для колеса без виточок $S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм}$.

$$D_{\text{заг1}} = 119.61 + 6 \text{ мм} = 125.61 \text{ мм};$$

$$D_{\text{заг2}} = 342.39 + 6 \text{ мм} = 348.39 \text{ мм};$$

$$S_{\text{заг2}} = 71 + 4 \text{ мм} = 75 \text{ мм}.$$

Висновки до розділу

1. Було проведено аналіз конструктивних особливостей та технічних характеристик найкращих представників електромобілів на ринку.
2. Розроблено кінематичну схему силової установки повнопривідного електромобіля.
3. Виконано розрахунки трансмісії електромобіля та вибрано асинхронний електродвигун змінного струму, який забезпечить потрібні динамічні характеристики автомобіля.
4. Вибрано та обгрунтовано компоновочну схему та концепцію електромобіля.
5. Необхідно розробити конструкцію шасі електромобіля, яка буде включати привід передньої та задньої осі. В конструкцію якої буде інтегрований блок літій-іонних батарей. Потрібно обрати конструкцію підвіски, яка буде забезпечувати плавність ходу та витримувати навантаження автомобіля.
6. Необхідно розробити вузол трансмісії, який буде забезпечувати динамічні характеристики автомобіля і буде ефективним для використання.

3. Конструкція шасі електромобіля та перевірка основних вузлів за допомогою віртуального експерименту

3.1 Загальний вигляд шасі електромобіля.

Ізометричний вигляд 3D-моделі шасі електромобіля представлено на Рис. 3.1.

Загальний вигляд шасі електромобіля представлено на Рис. 3.2, 3.3, та 3.4.

Шасі складається з просторової рами 1, до якої кріпляться передній підрамник 30, задній підрамник 16, блок батареї, який розміщується під підлогою салону і являється доповненням силової конструкції електромобіля.

Передній підрамник кріпиться до рами за допомогою болтових з'єднань M15x2, що зображено на Рис. 3.3. на Виді А та розрізі Б-Б.

Задній підрамник кріпиться до рами за допомогою болтових з'єднань M15x2, що зображено на Рис. 3.4. на розрізі В-В та розрізі Г-Г.

Передній редуктор 50 встановлюється в передньому підрамнику 30, співвісно вихідним валом зі ступицями передніх коліс. Передній двигун 56 встановлюється в підрамнику 30 та в рамі 1 і ротором співвісний з вхідним валом редуктора 50.

Задній редуктор 59 встановлюється в задньому підрамнику 16, співвісно вихідним валом зі ступицями задніх коліс. Задній двигун встановлюється в задньому підрамнику 16, і ротором співвісний з вхідним валом редуктора 59.

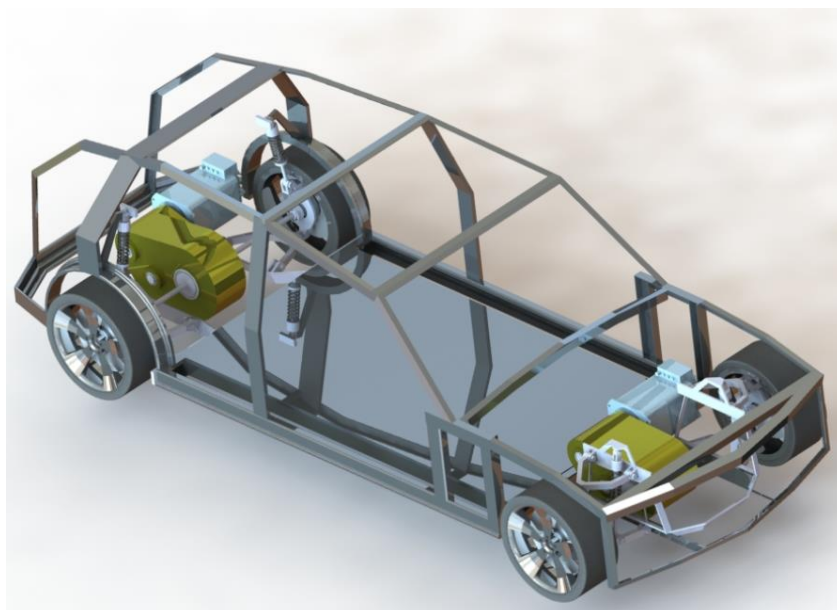


Рис. 3.1. 3D-модель шасі електромобіля

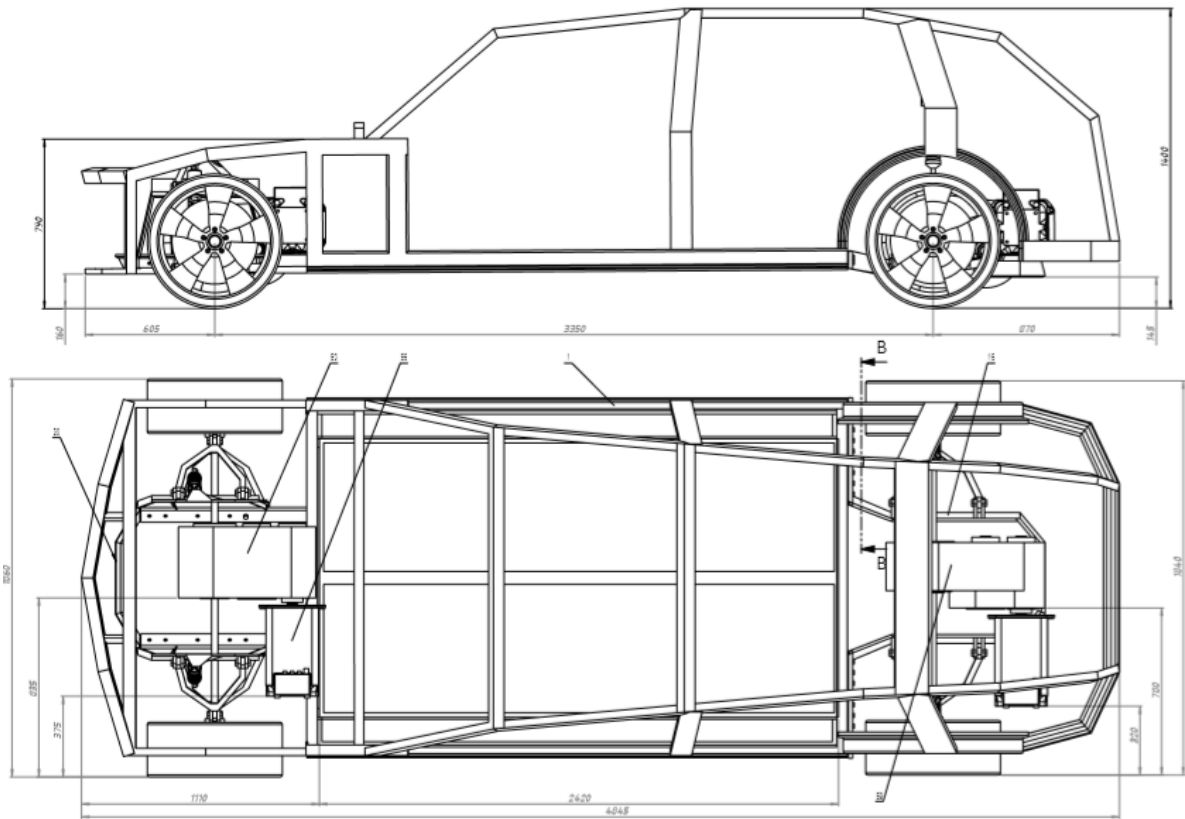


Рис. 3.2. Загальний вигляд шасі електромобіля(Вид збоку та Вид зліва)

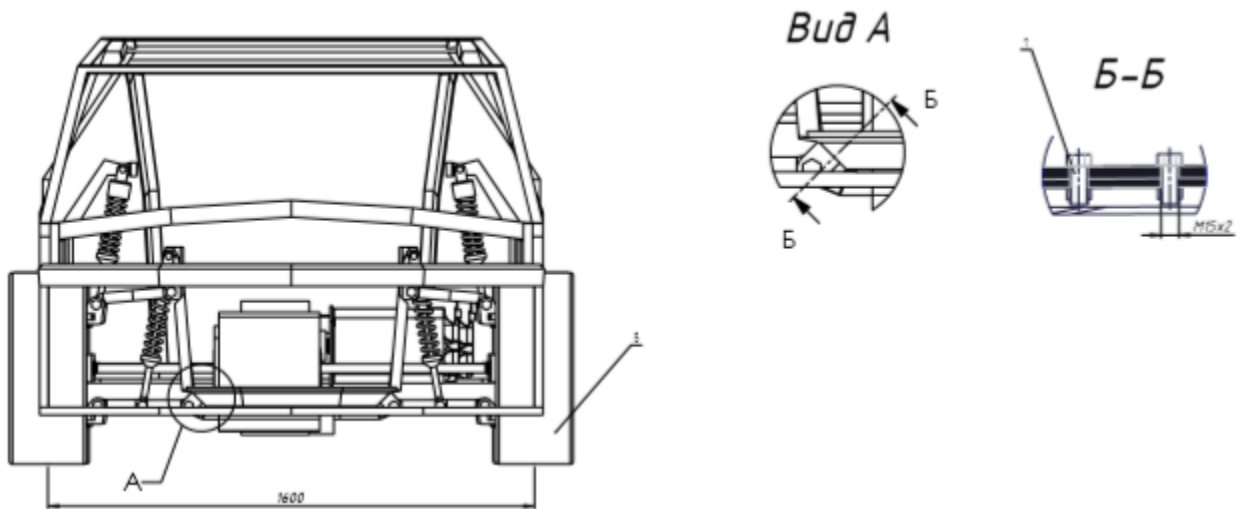


Рис.3.3. Загальний вигляд шасі електромобіля
(Вид спереду, Вид А та розріз Б-Б)

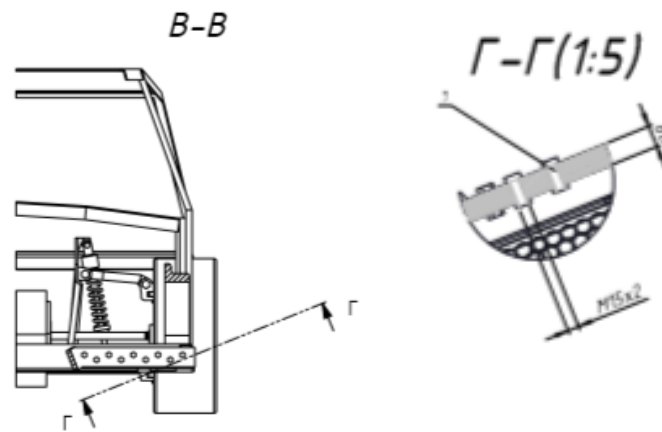


Рис.3.4. Загальний вигляд шасі електромобіля (розріз В-В та розріз Г-Г)

3.2 Рама електромобіля

Зображення 3D-виду рами електромобіля представлено на Рис. 3.5.

Просторова рама є зварною конструкцією. І зварюється з профілів різних поперечних перерізів. Поздовжні та поперечні балки, які є найбільш навантаженими елементами виготовляються з профілів, які є найбільш стійкими у вертикальній площині, так як на раму діють значні крутні та згинальні навантаження. Передня та задня частини виготовляються з профілів, які найкраще сприймають ударні навантаження, для запобігання нанесенню пошкоджень людям при аварії. Каркас даху, бокових стійок виготовляються з легких алюмінієвих сплавів.

Для закріплення на рамі переднього підрамника, дві поздовжні балки мають отвори по всій довжині та виконані у формі кутника, для додаткової підтримки підрамників.

Для закріплення на рамі заднього підрамника, поперечна балка має отвори по всій довжині та виконані у формі швелера, для полегшення кріплення підрамника.

Над задніми колісними арками приварені тримачі, для задніх амортизаторів.

Рама забезпечує жорсткість та міцність всього автомобіля. Саме тому повинна бути міцною та якомога менше піддаватися скручувальним навантаженням.



Рис.3.5. 3D-модель рами

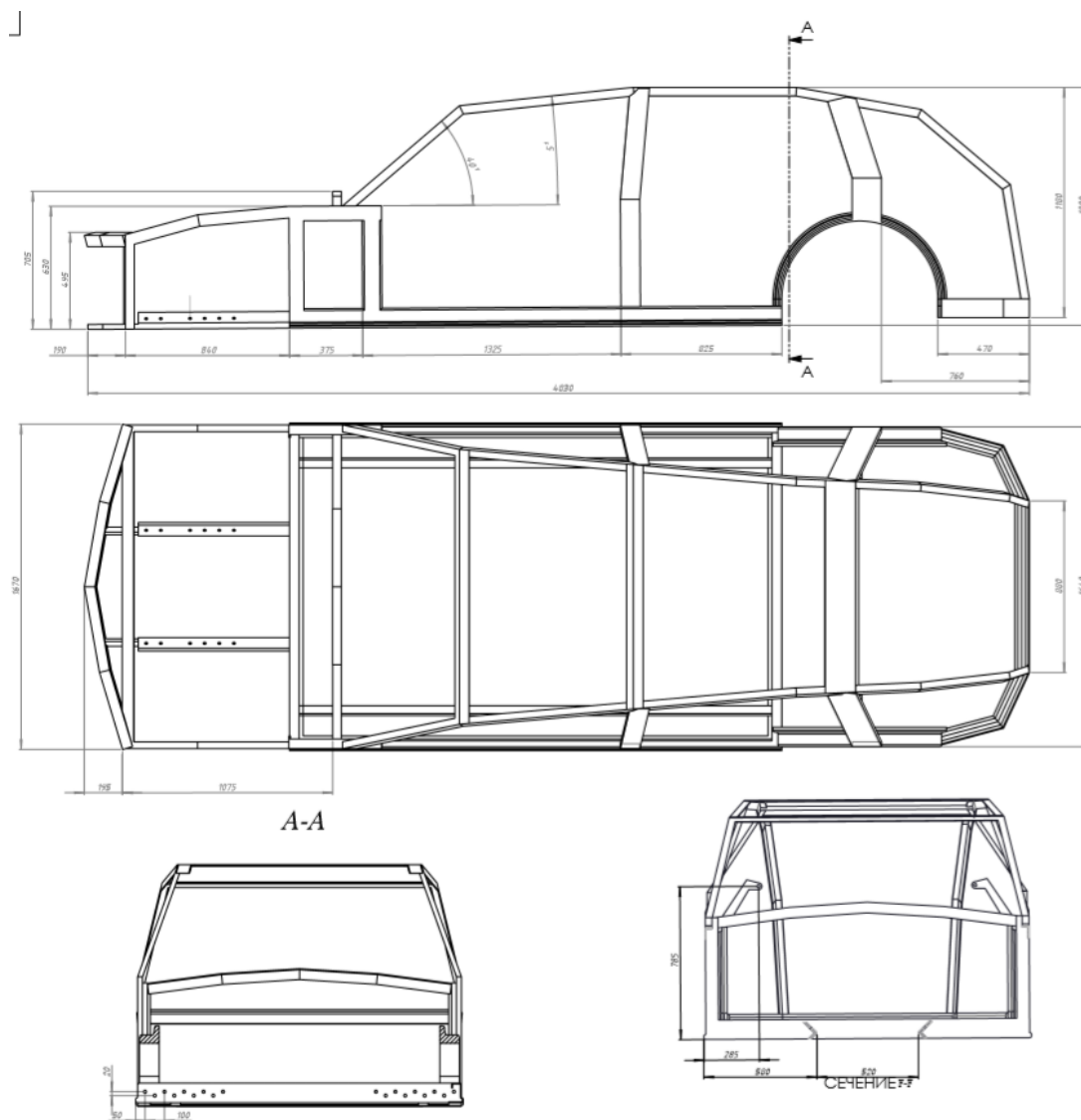


Рис.3.6. Загальний вигляд рами електромобіля.

3.3 Привод коліс електромобіля.

Представлений електромобіль є повнопривідним. На Рис. 3.7. представлено 3D-модель даного повного приводу. Де справа знаходиться передній привід, а зліва задній привід.

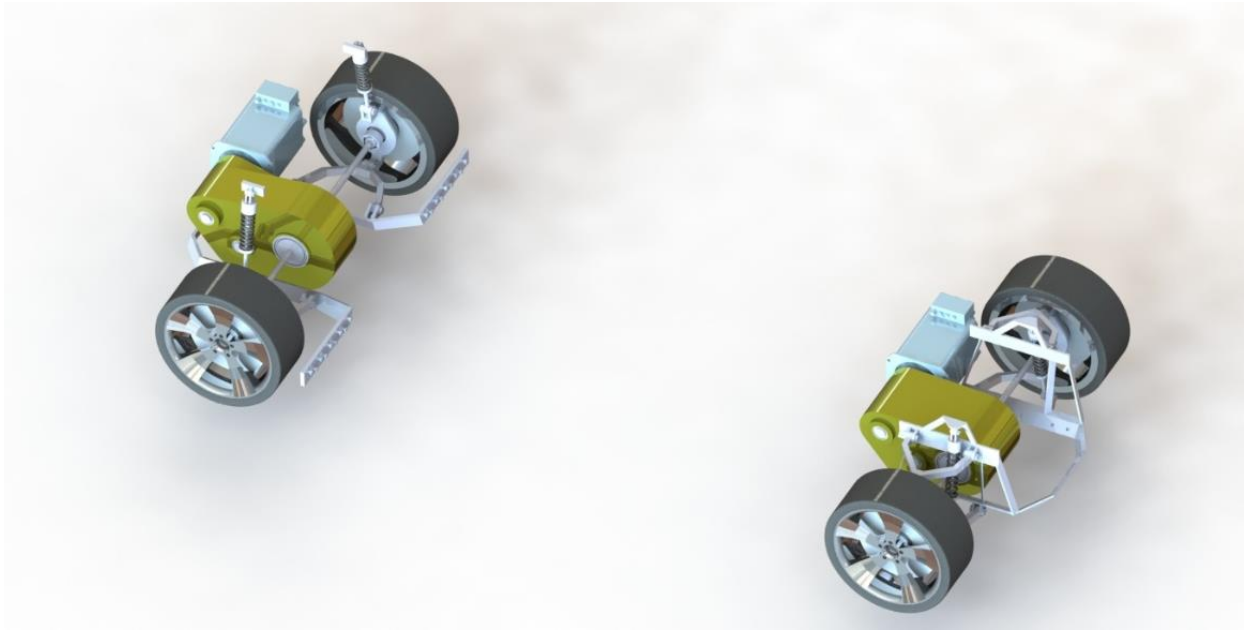


Рис.3.7. 3D-модель повного приводу електромобіля

3.3.1. Передній привід

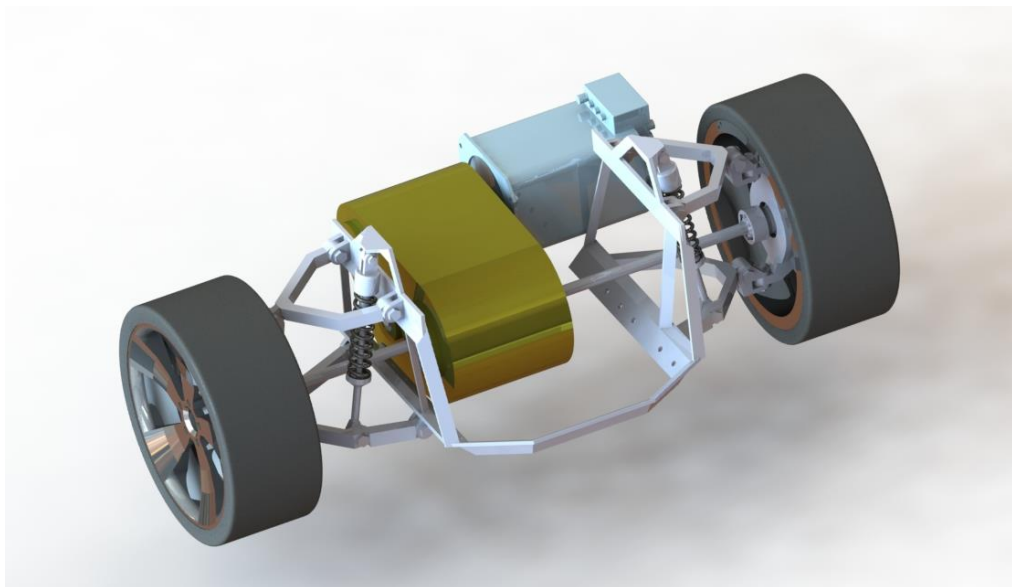


Рис.3.8. 3D-модель переднього приводу.

На Рис. 3.8. представлено 3D-модель вузла переднього приводу.

На Рис. 3.9, 3.10, 3.11, 3.12. представлено загальний вигляд вузла переднього приводу електромобіля.

Передній підрамник 30 являється каркасом для всіх вузлів та агрегатів вузла переднього приводу. Має отвори на повздовжніх балках для кріплення в рамі автомобіля.

Підвіска, яка з'єднує передній підрамник 30 зі ступицями колеса 8 є одним із стандартних рішень для передньої осі автомобіля. Підвіска на подвійних поперечних важелях. Нижні подвійні важелі 25 кріпляться одинарною частиною до корпусу ступиці 2 за допомогою шарнірного механізму, який дозволяє вільно рухатися вгору та вниз, а також повертати колеса на кут до 45° , а подвійною частиною кріпляться до переднього підрамника 30 за допомогою соленблоків 22.

Верхні подвійні важелі 24, 31 кріпляться одинарною частиною до корпусу ступиці 2 за допомогою шарнірного механізму 3, який дозволяє вільно рухатися вгору та вниз, а також повертати колеса на кут до 45° , а подвійною частиною кріпляться до переднього підрамника 30 за допомогою соленблоків 22.

Амортизатори 26 кріпляться нижньою частиною до нижнього подвійного поперечного важеля 25, а верхніми вухами кріпляться до спеціально відведеного місця на підрамнику 30.

В підрамнику 30 кріпиться передній редуктор 50, вихідний вал якого є співвісним з ступицями коліс 8. Асинхронний двигун 56 закріплений до рами та до підрамника 30 з'єднаний ротором з вхідним валом редуктора 50. Від редуктора 50 через вільний дифференціал відходять 2 півосі, які кріпляться шліцевими валами до серцевини шарніра рівних кутових швидкостей (ШРУС), який передає крутний момент через шлієвий вал на ступицю 10, яка додатково кріпиться за допомогою гайки ступиці 15. ШРУС вільно обертається в радіально-упорному дворядному підшипнику кочення, який встановлено за допомогою стопорного кільця в корпусі ступиці 2. Кришка 9 застерігає від потрапляння стороннього сміття в корпус ступиці 2. Гальмівний диск 11 кріпиться на напрямних колеса і надійно фіксується.

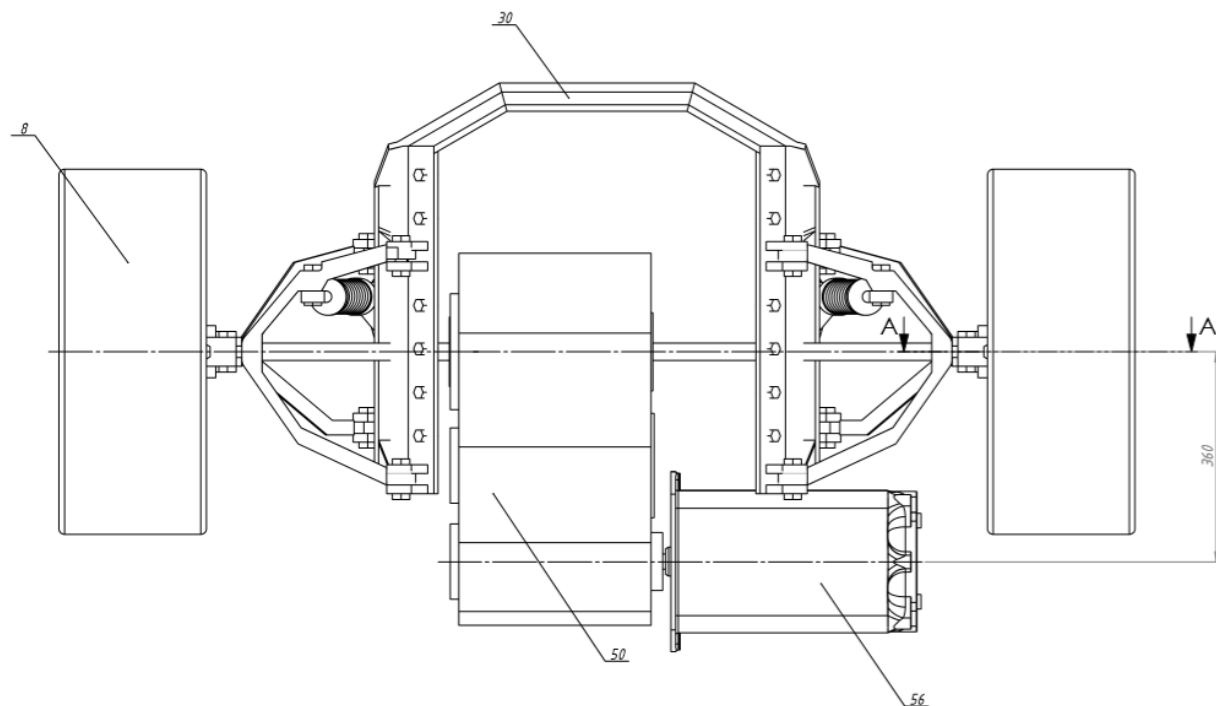


Рис. 3.9. Загальний вигляд переднього приводу(Вид знизу).

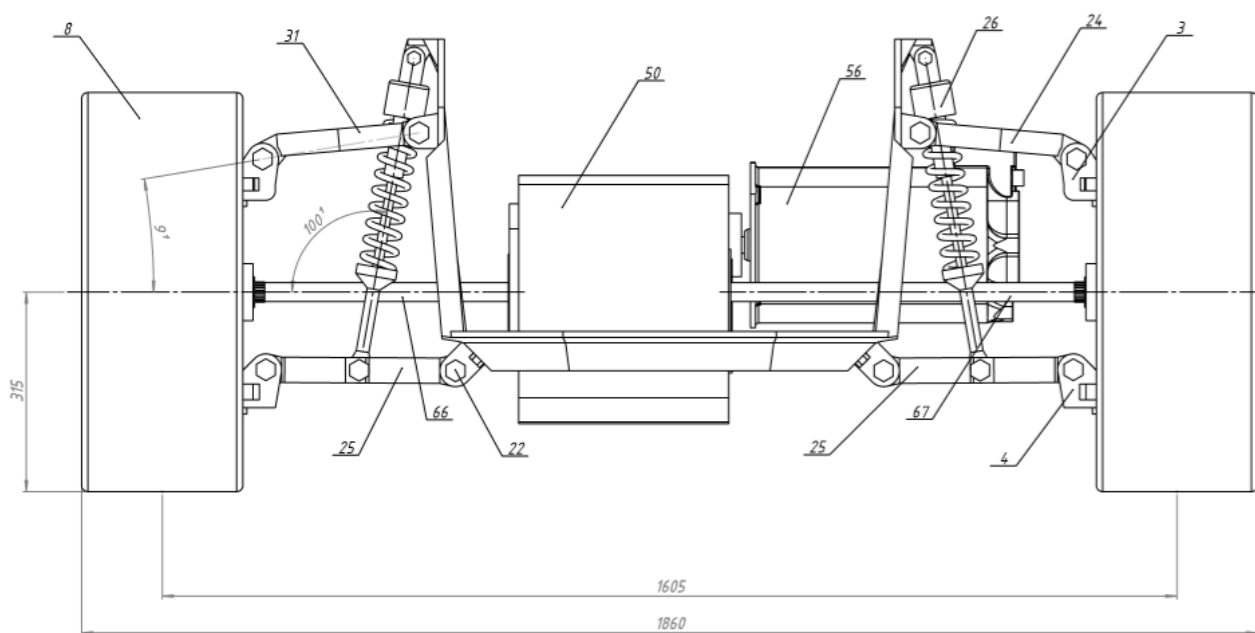


Рис. 3.10. Загальний вигляд переднього приводу (Вид спереду).

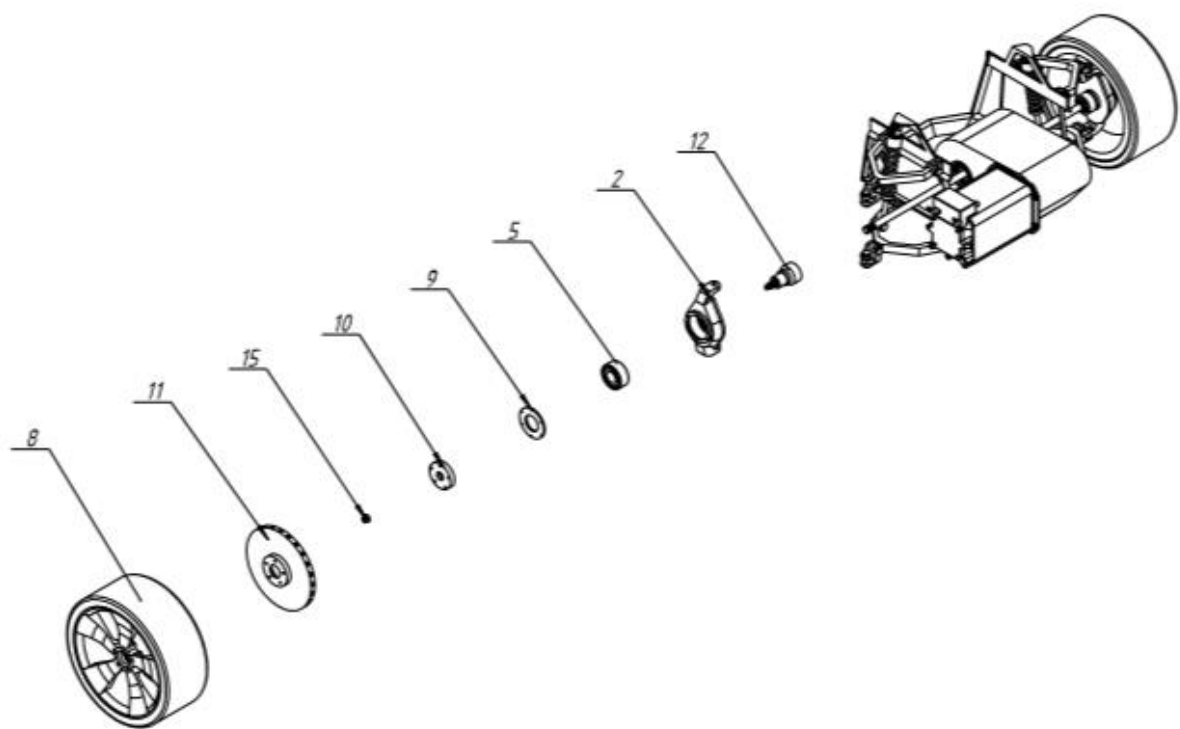


Рис. 3.11. Загальний вигляд переднього приводу
(Рознесений вид ступиці)

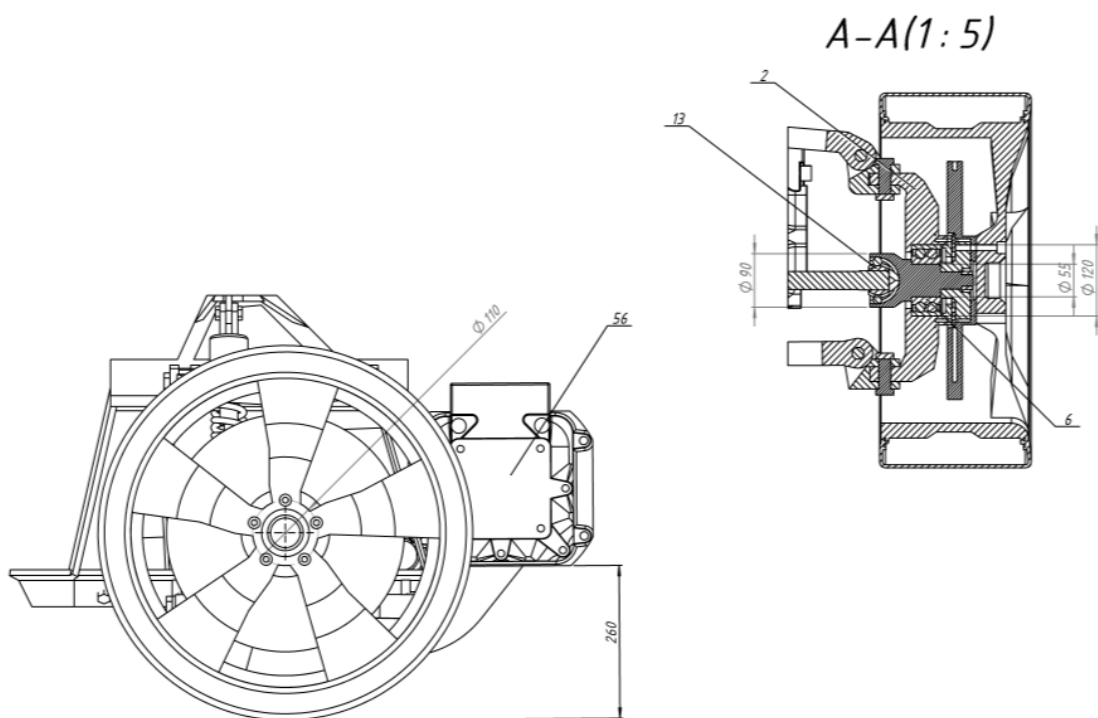


Рис. 3.12. Загальний вигляд переднього приводу (Вид зліва та Розріз А-А)

3.3.1.1 Передній редуктор.

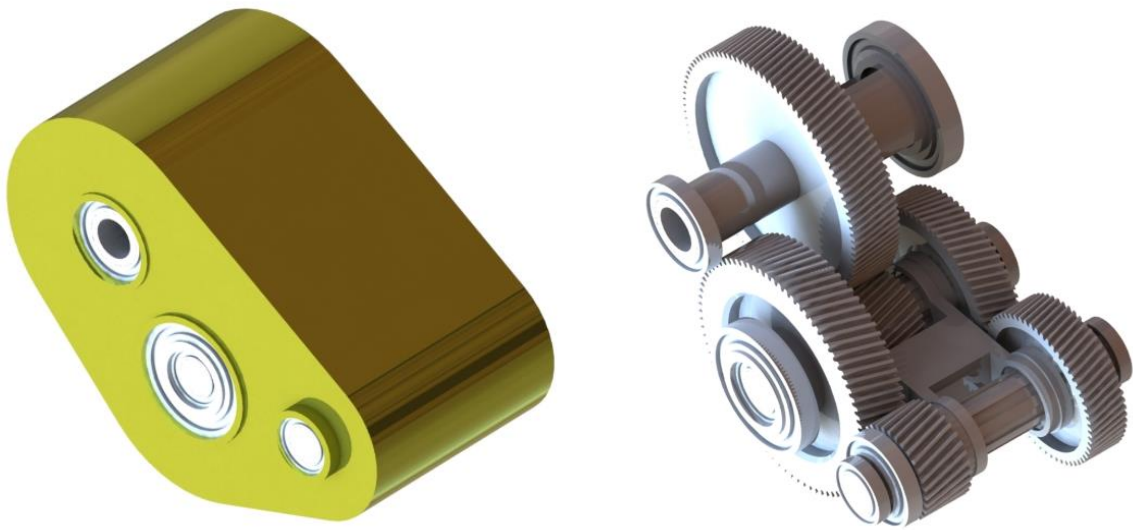


Рис. 3.13. 3D-модель переднього редуктора
(з корпусом та без корпусу)

На Рис. 3.13 представлена 3D-модель переднього редуктора.

На рис. 3.14 представлений розріз редуктора, 3.15 представлено вид збоку переднього редуктора, 3.16 розріз Б-Б.

В основі редуктора лежить корпус редуктора 14. В корпусі виконані всі отвори для забезпечення фіксації валів чи підшипників.

Вхідний вал 6 вільно обертається в підшипниках 12, які закріплені в корпусі редуктора 14. На шліцевій ступені вхідного вала закріплені конуси 15 та 16 муфти 19 з можливістю руху вздовж валу 6. В корпусі 14 закріплені зубчасті косозубі колеса 8 та 3 в індивідуальних підшипниках 10 та 13.

Проміжний вал 5 вільно обертається в підшипниках 12, які закріплені в корпусі редуктора 14. На шліцевій ступені вхідного вала закріплені конуси 15 муфти 19 з можливістю руху вздовж валу 5 та нерухомо зубчасте колесо 2. В корпусі 14 закріплені зубчасті косозубі колеса 7 та 4 в індивідуальних підшипниках 11 та 13.

Зубчасте колесо 1 обертається вільно в підшипниках 9 та 10. Разом з колесом 1 обертається корпус вільного диференціалу.

Муфта 19 здійснює перемикання між ланцюгами зубчастих коліс.

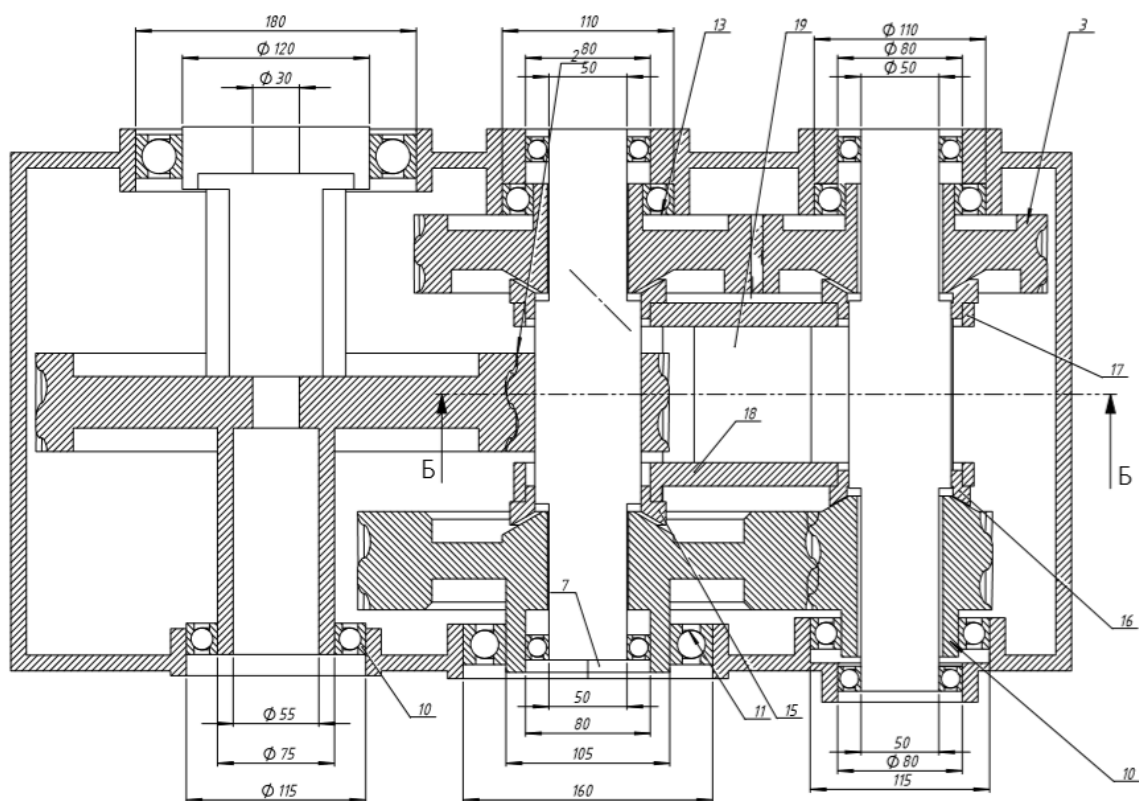


Рис. 3.14. Розріз А-А переднього редуктора

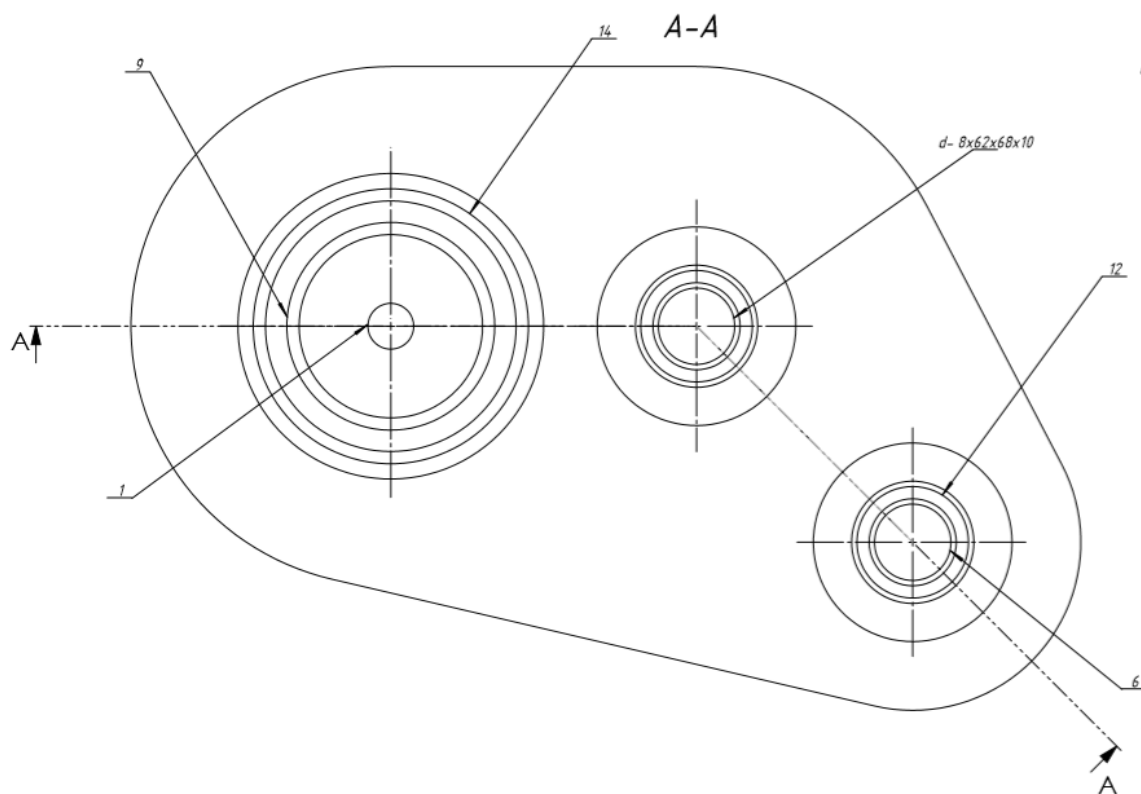


Рис. 3.15. Вид збоку переднього редуктора

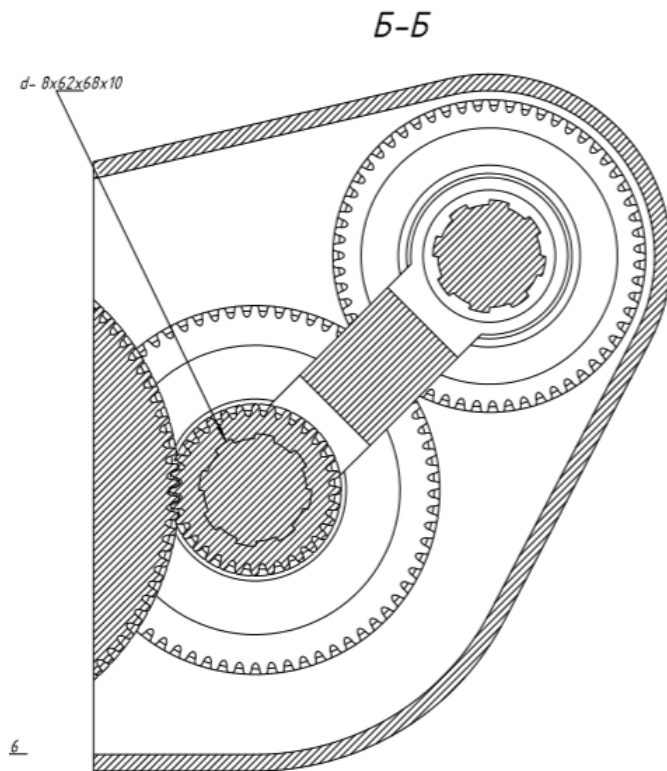


Рис. 3.16. Розріз Б-Б переднього редуктора.

3.3.1. Задній привід

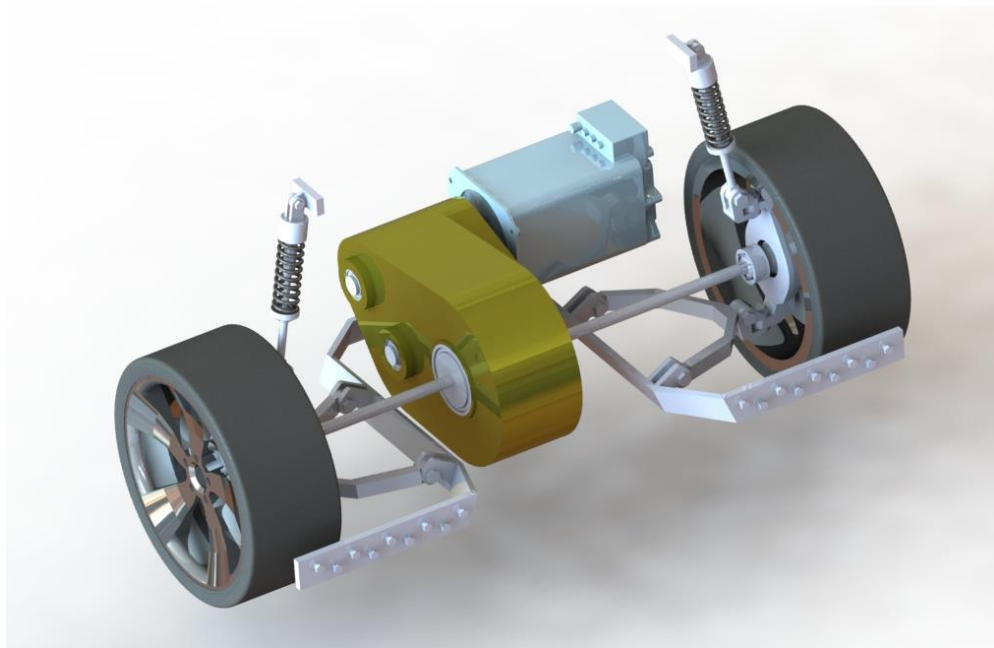


Рис. 3.17. 3D-модель заднього приводу.

На Рис. 3.17. представлено 3D-модель вузла переднього приводу.

На Рис. 3.18, 3.19, 3.20, 3.21. представлено загальний вигляд вузла заднього приводу електромобіля.

Задній підрамник 60 являється каркасом для всіх вузлів та агрегатів заднього приводу. Має отвори на поперечних балках для кріплення в рамі автомобіля.

Підвіска, яка з'єднує передній підрамник 60 зі ступицями колеса 8 є одним із стандартних рішень для задньої осі автомобіля. Підвіска на подвійному поперечному важелі. Нижні подвійні важелі 25 кріпляться одинарною частиною до корпусу ступиці 2 за допомогою шарнірного механізму, який дозволяє вільно рухатися вгору та вниз, а також повертати колеса на кут до 45° , а подвійною частиною кріпляться до переднього підрамника 30 за допомогою соленблоків 22.

Верхні подвійні важелі 24, 31 кріпляться одинарною частиною до корпусу ступиці 2 за допомогою шарнірного механізму 3, який дозволяє вільно рухатися вгору та вниз, а також повертати колеса на кут до 45° , а подвійною частиною кріпляться до переднього підрамника 60 за допомогою соленблоків 22.

Амортизатори 26 кріпляться нижньою частиною до шарніра 3, а верхніми вухами кріпляться до спеціально відведеного місця на рамі автомобіля.

В підрамнику 60 кріпиться задній редуктор 50, вихідний вал якого є співвісним з ступицями коліс 8. Асинхронний двигун 56 закріплений до рами та до підрамника 30 з'єднаний ротором з вхідним валом редуктора 59. Від редуктора 59 через вільний дифференціал відходять 2 півосі, які кріпляться шліцевими валами до серцевини шарніра рівних кутових швидкостей (ШРУС), який передає крутний момент через шліцевий вал на ступицю 10, яка додатково кріпиться за допомогою гайки ступиці 15. ШРУС вільно обертається в радіально-упорному дворядному підшипнику кочення, який встановлено за допомогою стопорного кільця в корпусі ступиці 2. Кришка 9 застерігає від потрапляння стороннього сміття в корпус ступиці 2. Гальмівний диск 11 кріпиться на напрямних колеса і надійно фіксується.

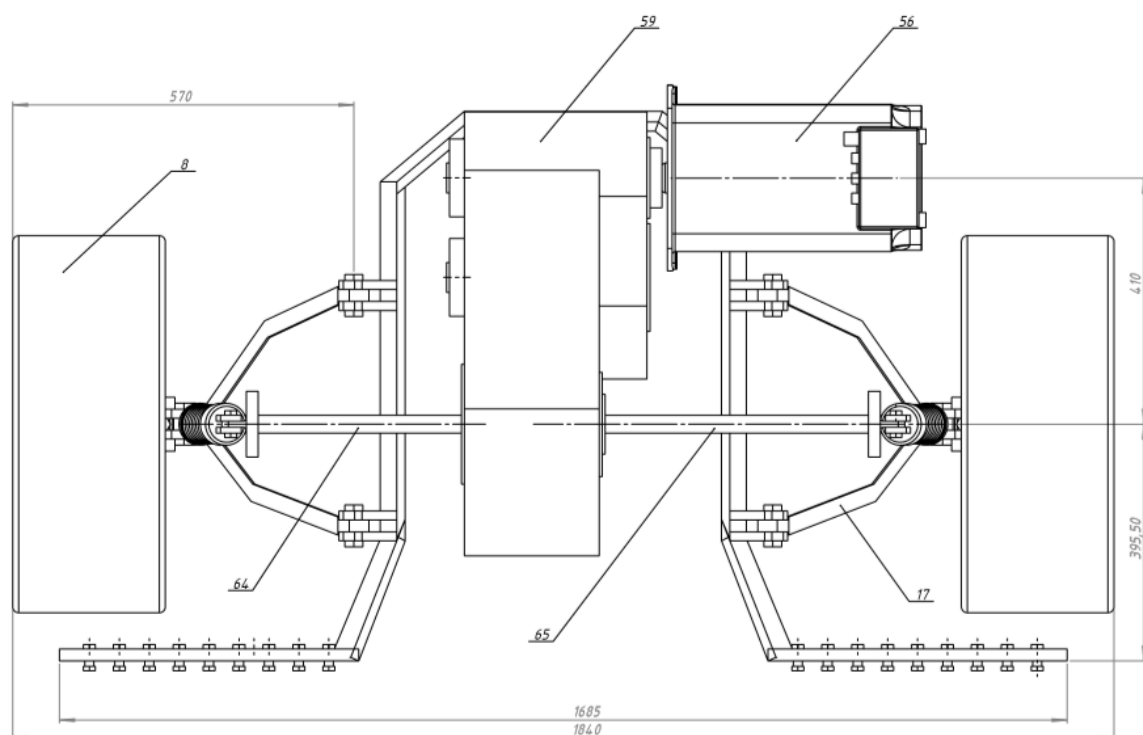


Рис. 3.18. Загальний вигляд заднього приводу(Вид зверху).

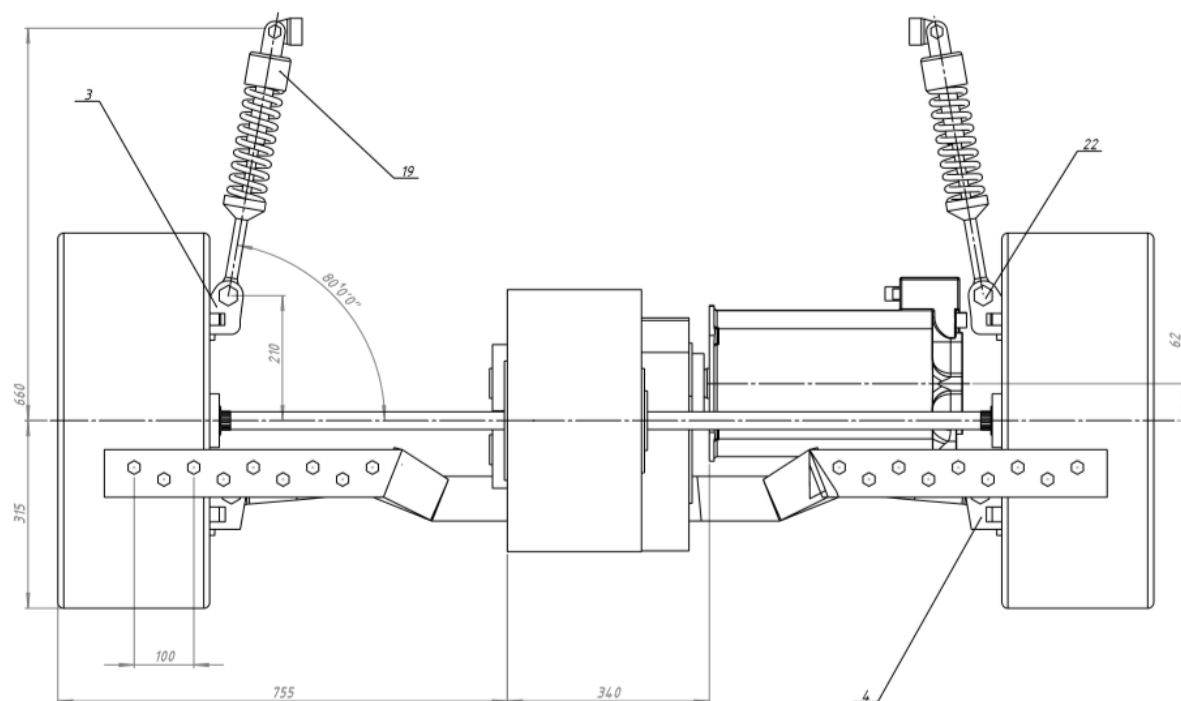


Рис. 3.19. Загальний вигляд заднього приводу(Вид спереду).

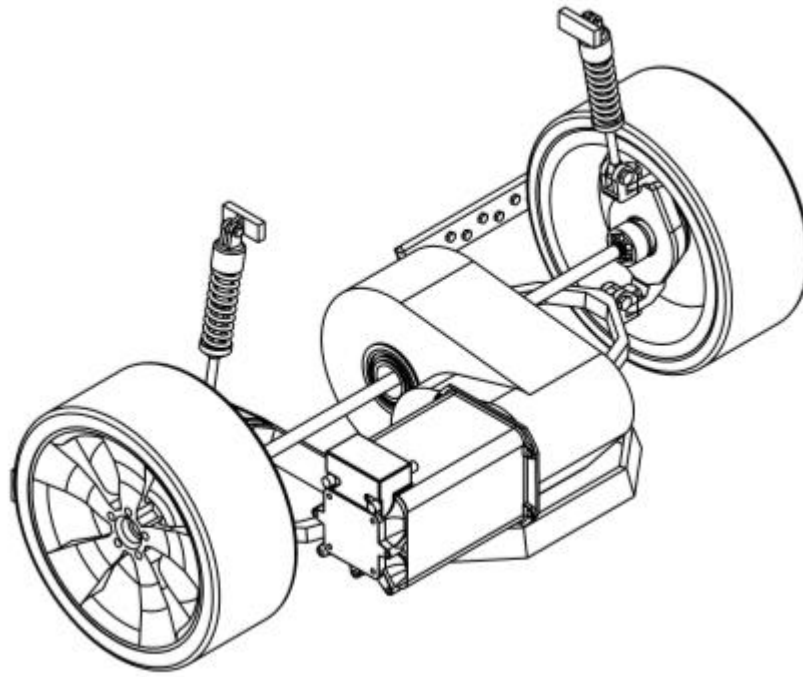


Рис. 3.20. Загальний вигляд заднього приводу(Вид ізометричний).

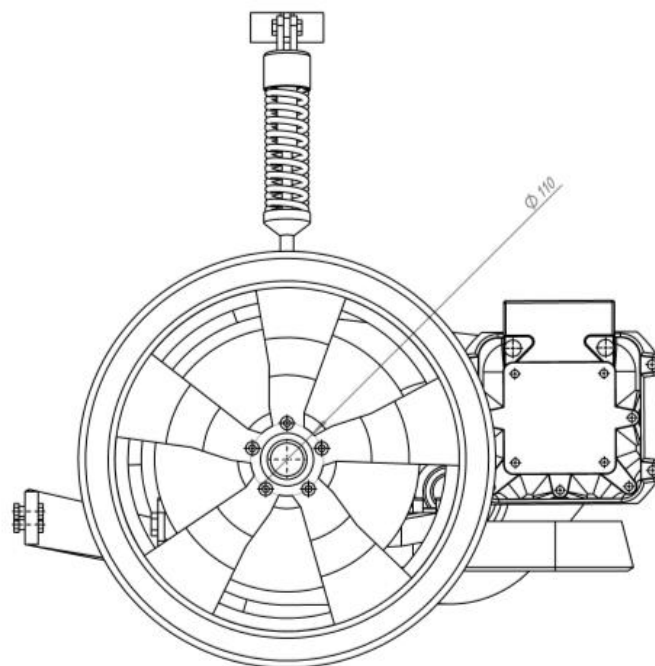


Рис. 3.21. Загальний вигляд заднього приводу(Вид збоку).

3.3.1.1 Задній редуктор.

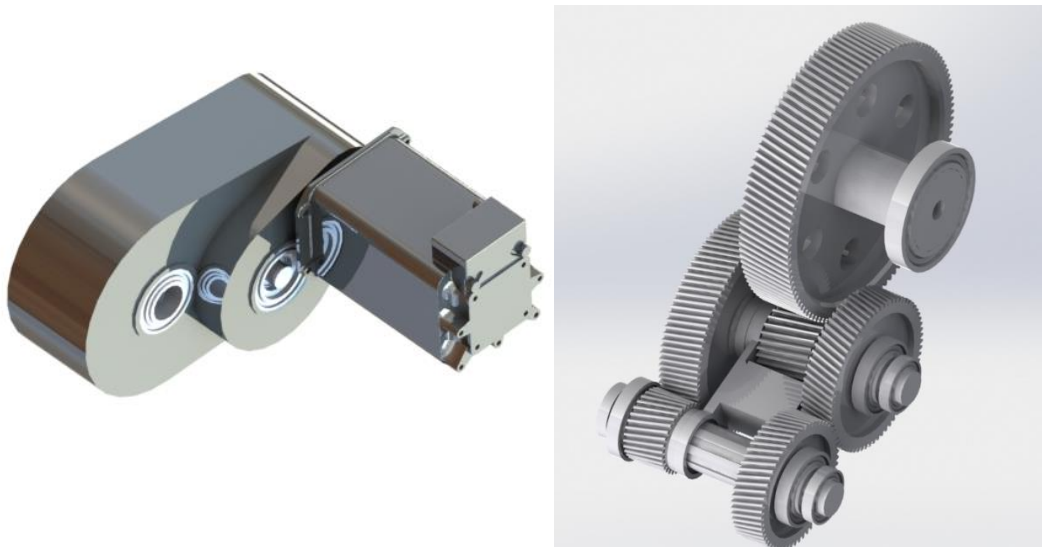


Рис. 3.22. 3D-модель заднього редуктора
(У зборі з заднім двигуном та без корпусу).

На Рис. 3.22 представлена 3D-модель заднього редуктора.

На рис. 3.23 представлений розріз редуктора, 3.24 представлено вид збоку переднього редуктора, 3.25 розріз Б-Б.

В основі редуктора лежить корпус редуктора 11. В корпусі виконані всі отвори для забезпечення фіксації валів чи підшипників.

Вхідний вал 6 вільно обертається в підшипниках 7, які закріплені в корпусі редуктора 11. На шліцевій ступені вхідного вала закріплені конуси 17 та 18 муфти 21 з можливістю руху вздовж валу 6. В корпусі 11 закріплені зубчасті косозубі колеса 16 та 3 в індивідуальних підшипниках 12 та 10.

Проміжний вал 5 вільно обертається в підшипниках 7, які закріплені в корпусі редуктора 11. На шліцевій ступені вхідного вала закріплені конуси 18 муфти 21 з можливістю руху вздовж валу 5 та нерухомо зубчасте колесо 1. В корпусі 11 закріплені зубчасті косозубі колеса 15 та 4 в індивідуальних підшипниках 8 та 10.

Зубчасте колесо 2 обертається вільно в підшипниках 14 та 13. Разом з колесом 2 обертається корпус вільного диференціалу.

Муфта 21 здійснює перемикання між ланцюгами зубчастих коліс.

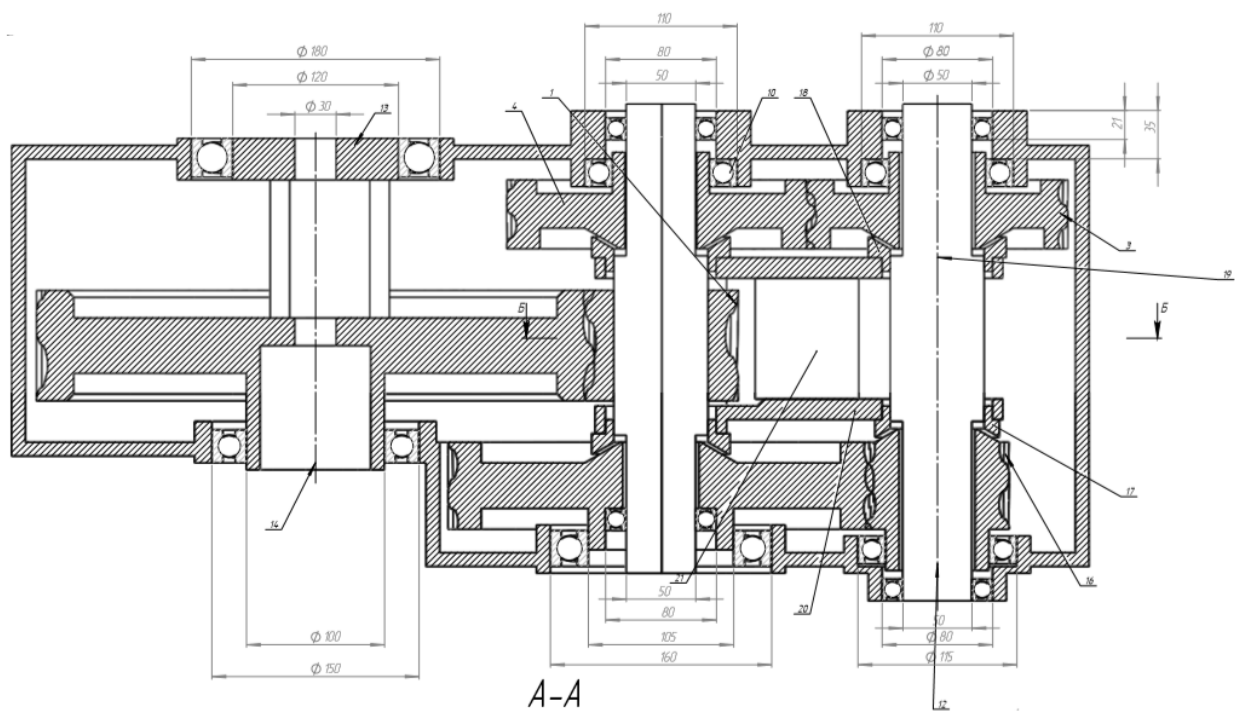


Рис. 3.23. Загальний вигляд заднього редуктора(Розріз А-А).

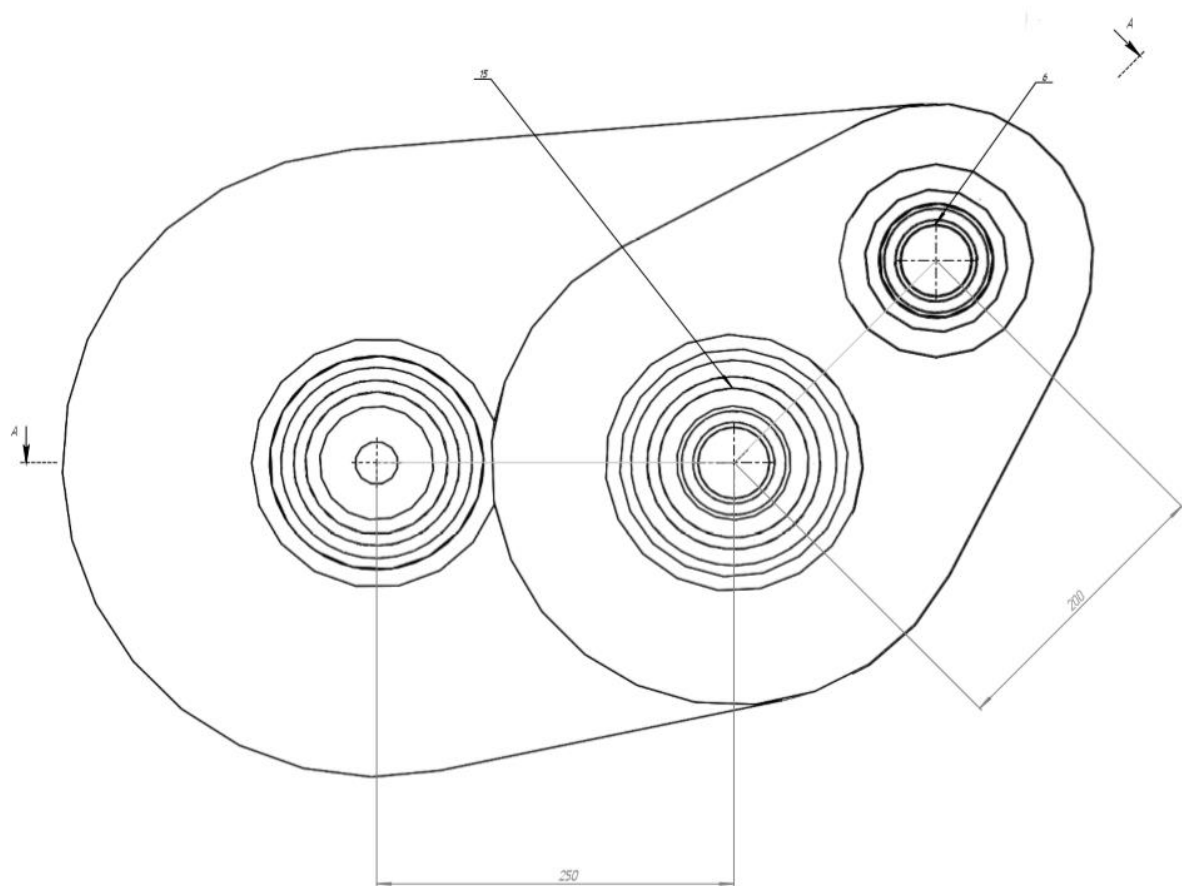


Рис. 3.24. Загальний вигляд заднього редуктора(Вид зліва).

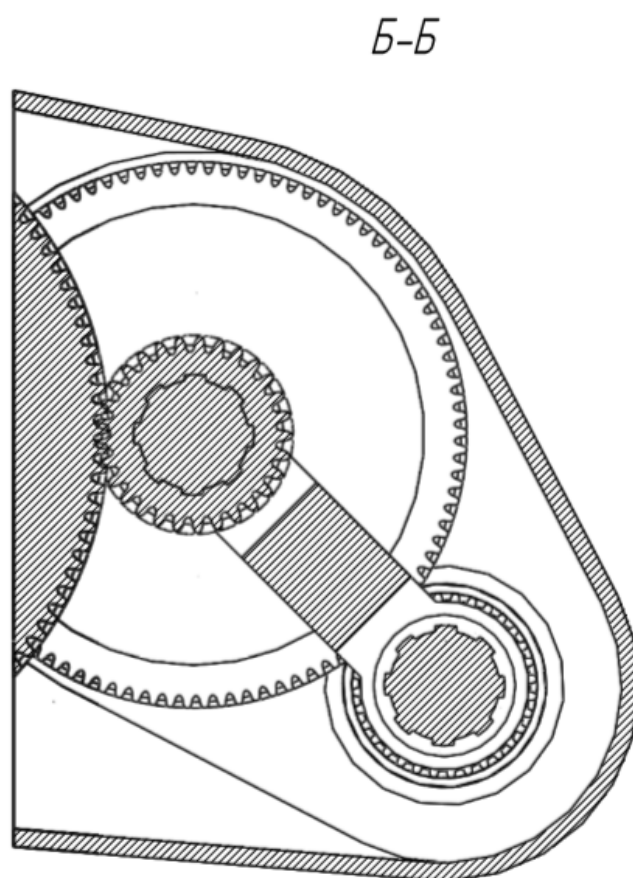


Рис. 3.25. Загальний вигляд заднього редуктора(Розріз Б-Б).

Висновки до розділу

1. Розроблено конструкцію та складальні кресленики шасі електромобіля.
2. Розроблено конструкцію та складальні кресленики трансмісії та редукторів приводу електромобіля.

ВИСНОВКИ

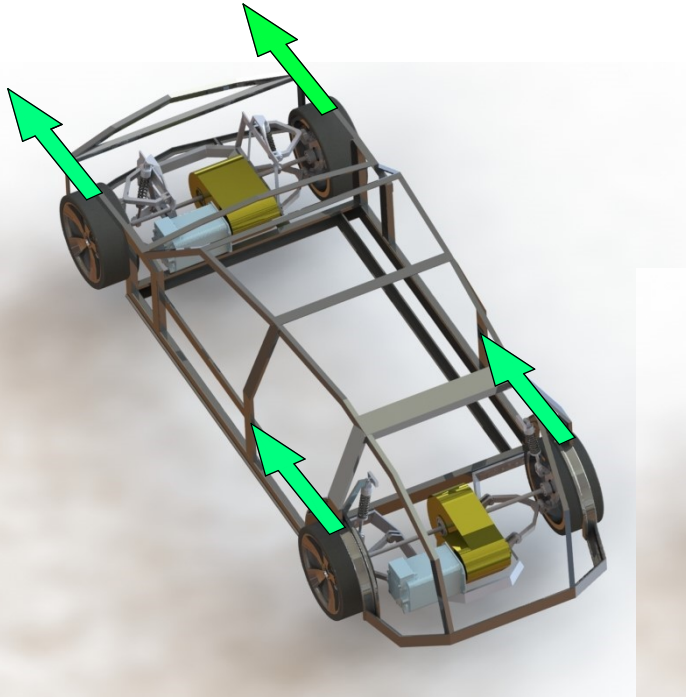
1. Під час виконання роботи з магістерської дисертації було розроблено повнопривідний електромобіль з вдосконаленою системою рекуперації енергії гальмування. В даному проекті наведено аналіз застосування рекуперативної системи гальмування у різних сферах транспортної інфраструктури та в автомобілебудуванні.
2. Проаналізовані існуючі моделі найбільш поширених електромобілів та вибрано компоновальну схему електромобіля. Проведено розрахунки двигуна та редуктора приводу. Було обрано основні вузли приводу.
3. Розроблено конструкцію приводів електромобіля та виконано складальні кресленики.

Літературні джерела:

1. Кашкаров А.П., Лебедев В.И. - Современные автомобили. Устройство, отличия, выбор для дорог. – ДМК Пресс, 2017 – 92 с.
2. Отроша И.С., Сурин Е.И. – Электромобили. – ВНИИЭМ, 1969 – 80 с.
3. Ілон Маск - Tesla, SpaceX і шлях у фантастичне майбутнє. – ТАО, 2018 – 428 с.
4. Бушуев В.В., Копылов И.П. – Космос и Земля. Электромеханические взаимодействия. – ИАЦ Энергия, 2005 – 176 с.
5. Шабанов А.В., Ломакин В.В., Шабанов А.А. - Характеристики электромобилей и тенденции развития электропривода моделирования процесса статистических испытаний. – НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», 2041 – 38-43 с.
6. Алиев И.И. – Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах. – ИП Радио Софт, 2004 – 128 с.
7. Лихачев В.Л. - Электродвигатели асинхронные.
8. Архипцев Ю.Ф. - Асинхронные электродвигатели.
9. Сыромятников И.А. - Режимы работы асинхронных и синхронных электродвигателей.
10. Радин В.И. - Электрические машины. Асинхронные машины.
11. Торопцев Н.Д. - Трехфазный асинхронный двигатель в схеме однофазного включения с конденсатором.
12. Копылов И.П. - Справочник по электрическим машинам. Том 1, 2.
13. Каминский Е.А. - Звезда, треугольник, зигзаг
14. Анфимов М. И. - Редукторы. Конструкции и расчет. Изд. 4-е перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1993 - 463 с
15. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/Л. С. Бойко, А. З. Высоцкий, Э. Н. Галиченко и др.—М.: Машиностроение, 1984. — 247 с.
16. Фещенко В. – Справочник конструктора. Книга 1. Машины и механизмы.

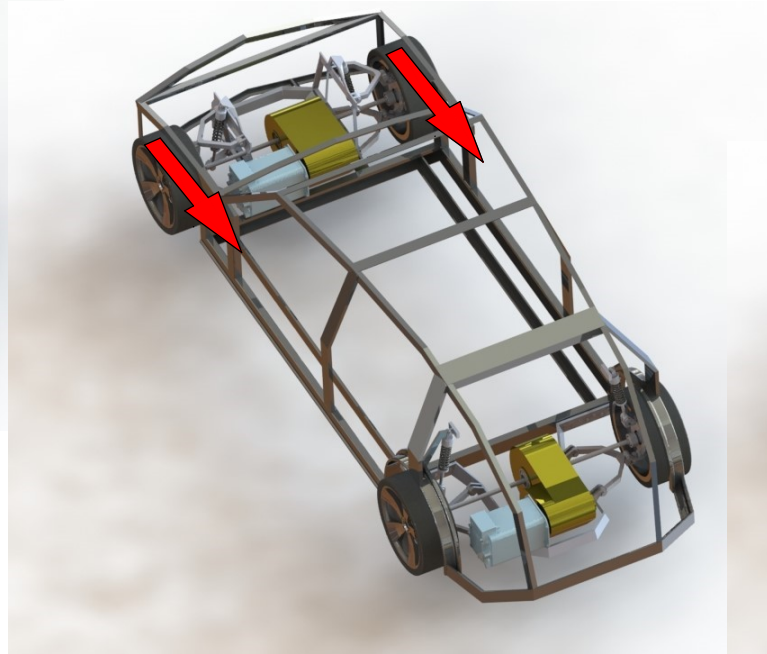
17. Кудрявцев Е. - Металлоконструкции, редукторы, электродвигатели в КОМПАС-3D. - ДМК Пресс, 2011 – 436 с.
18. <https://h4e.ru/elektricheskie-mashini/100-dinamicheskoe-tormozhenie-asinkhronnogo-dvigatelya>
19. <https://e-move.com.ua/nissan-leaf/>
20. <https://works.doklad.ru/view/H2JHM3-R4dA/all.html>
21. <https://sites.google.com/site/ptt501ak/uslovnnye-oboznacheniya-dlya-kinematicheskikh-shem>
22. <https://ecotechnica.com.ua/stati/291-tesla-model-s-luchshij-elektrokar-v-mire-kharakteristiki-foto-video.html>
23. http://reduktor.sopromat.org/calc/calc.php?t=2&reducer_schema=1&tsepi=0&remen=0&ignor=0&output_data=1&demo=3&n_vih=60&t_vih=1000&resurs=8&k_god=0.55&k_sut=0

Режими роботи силової установки електромобіля



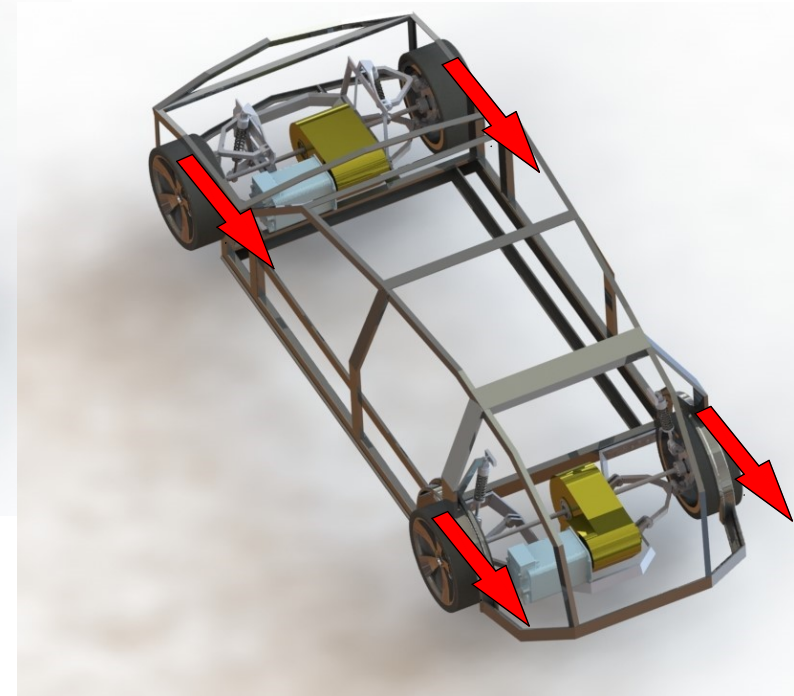
4-DRIVE

МАКСИМАЛЬНА ПОТУЖНІСТЬ
ВИКОРИСТАННЯ ДВОХ ДВИГУНІВ
ВИТРАТА ЗАРЯДУ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ



2-BRAKE

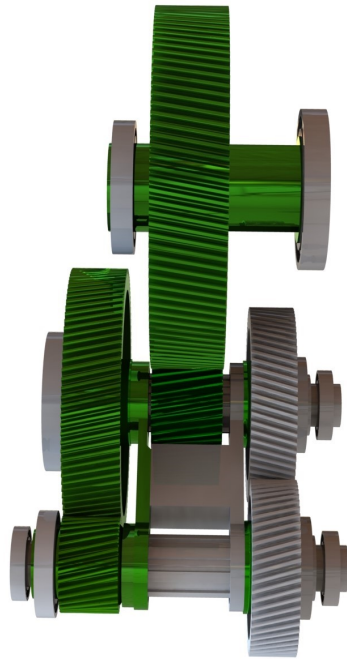
МАКСИМАЛЬНА ПОТУЖНІСТЬ
ВИКОРИСТАННЯ ДВОХ ДВИГУНІВ
ВИТРАТА ЗАРЯДУ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ



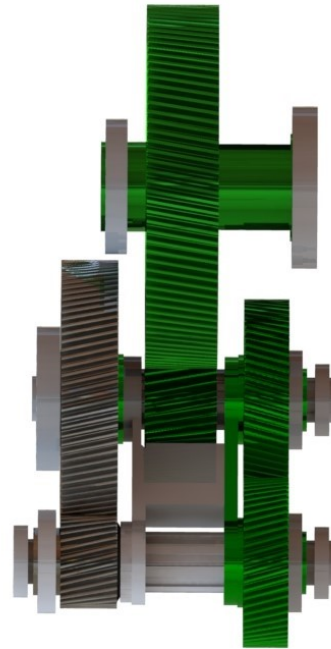
4-BRAKE

МАКСИМАЛЬНА ПОТУЖНІСТЬ
ВИКОРИСТАННЯ ДВОХ ДВИГУНІВ
ВИТРАТА ЗАРЯДУ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ

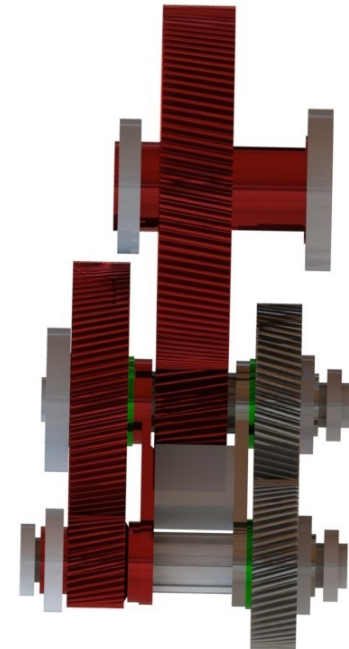
Схема роботи коробки передач



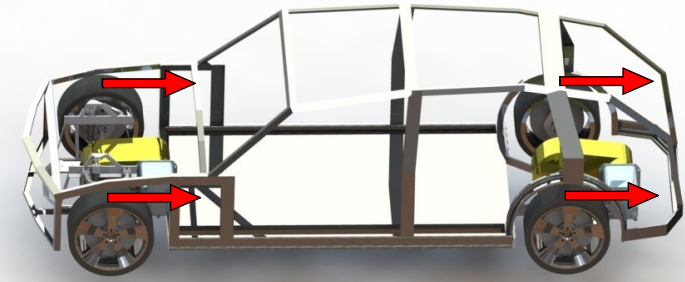
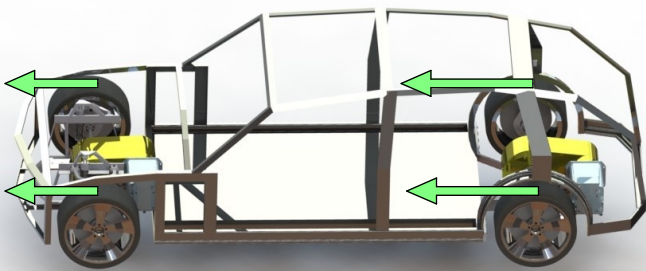
Передаточне відношення 11,87
Максимальна швидкість 60 км/год



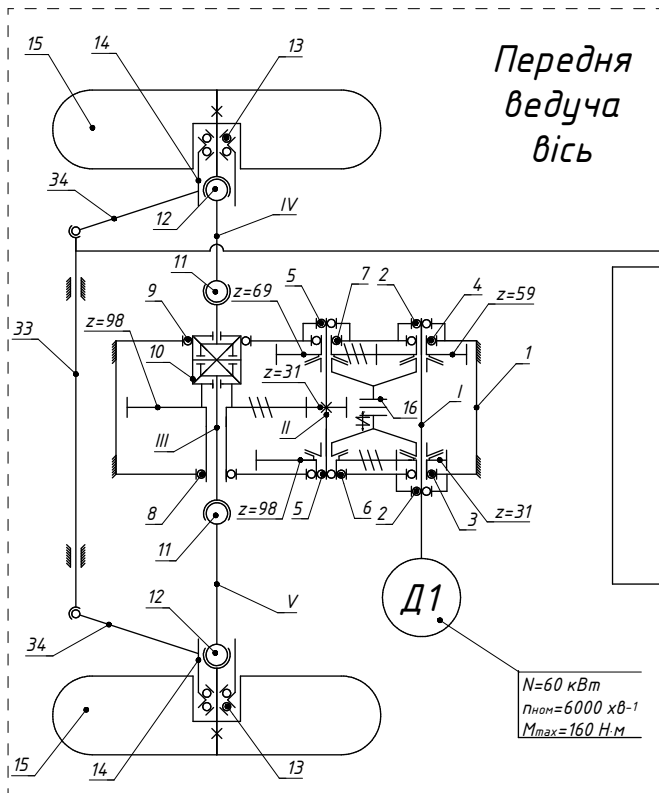
Передаточне відношення 4,54
Максимальна швидкість 180 км/год



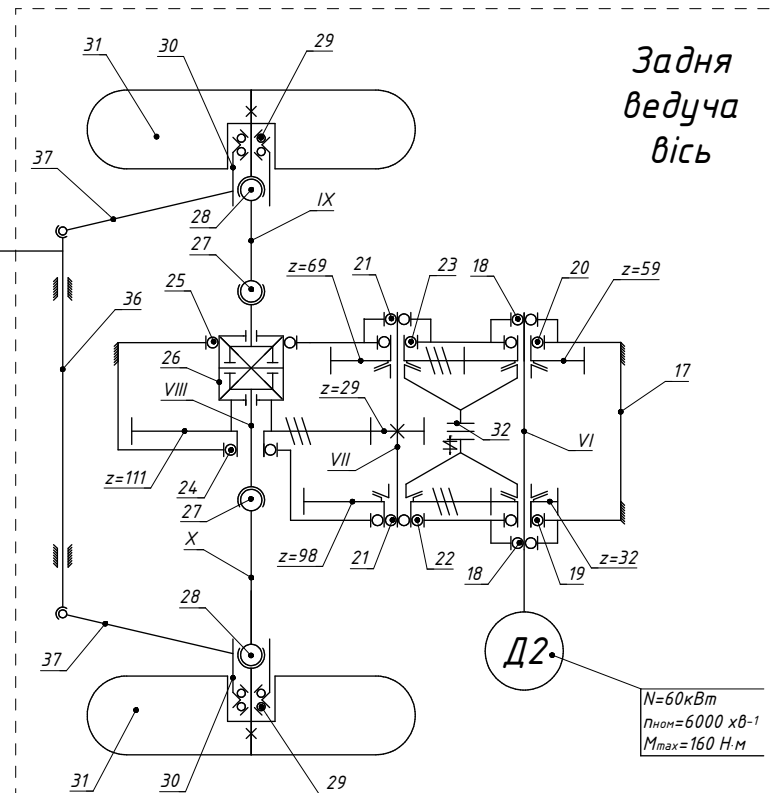
Рекуперативне гальмування
Включення ланцюга з більшим
передаточним відношенням
для збільшення гальмівного зусилля
в двигуні



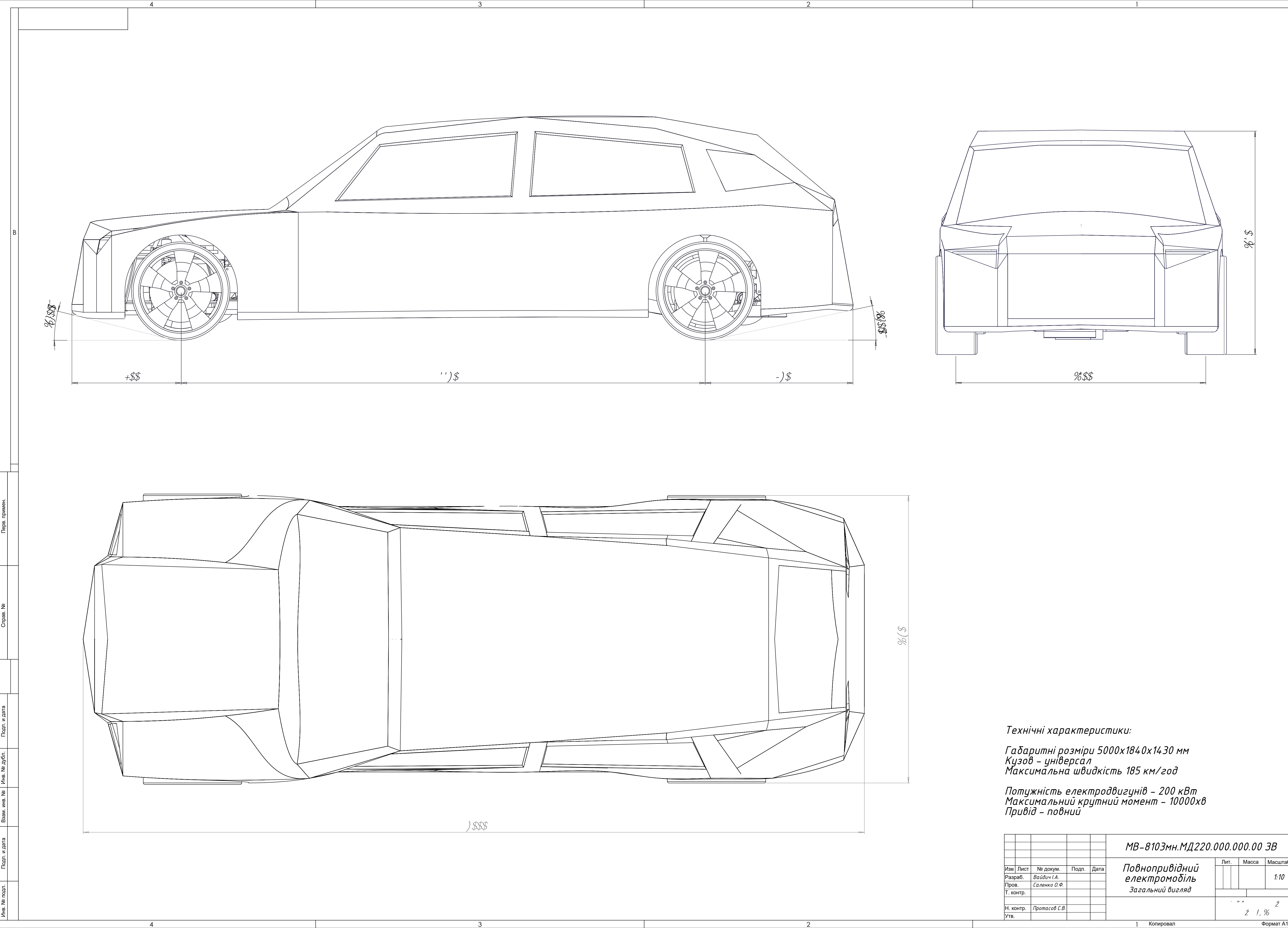
Розробник студент гр.МВ-81мн Вайдич І.А. _____
Керівник д.т.н., професор Саленко О.Ф. _____

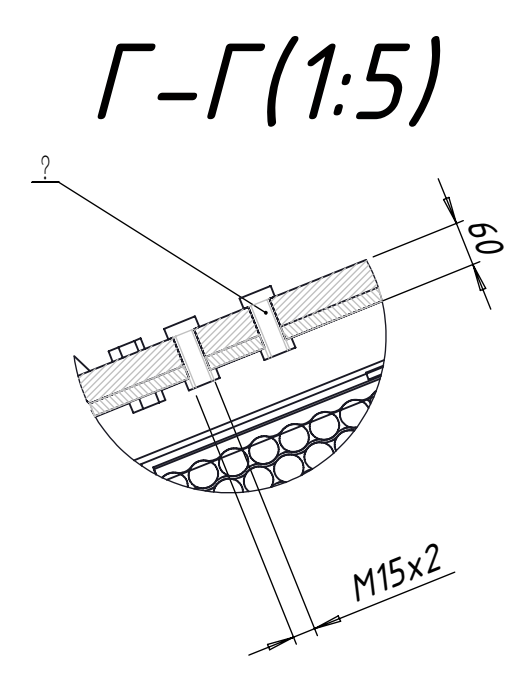
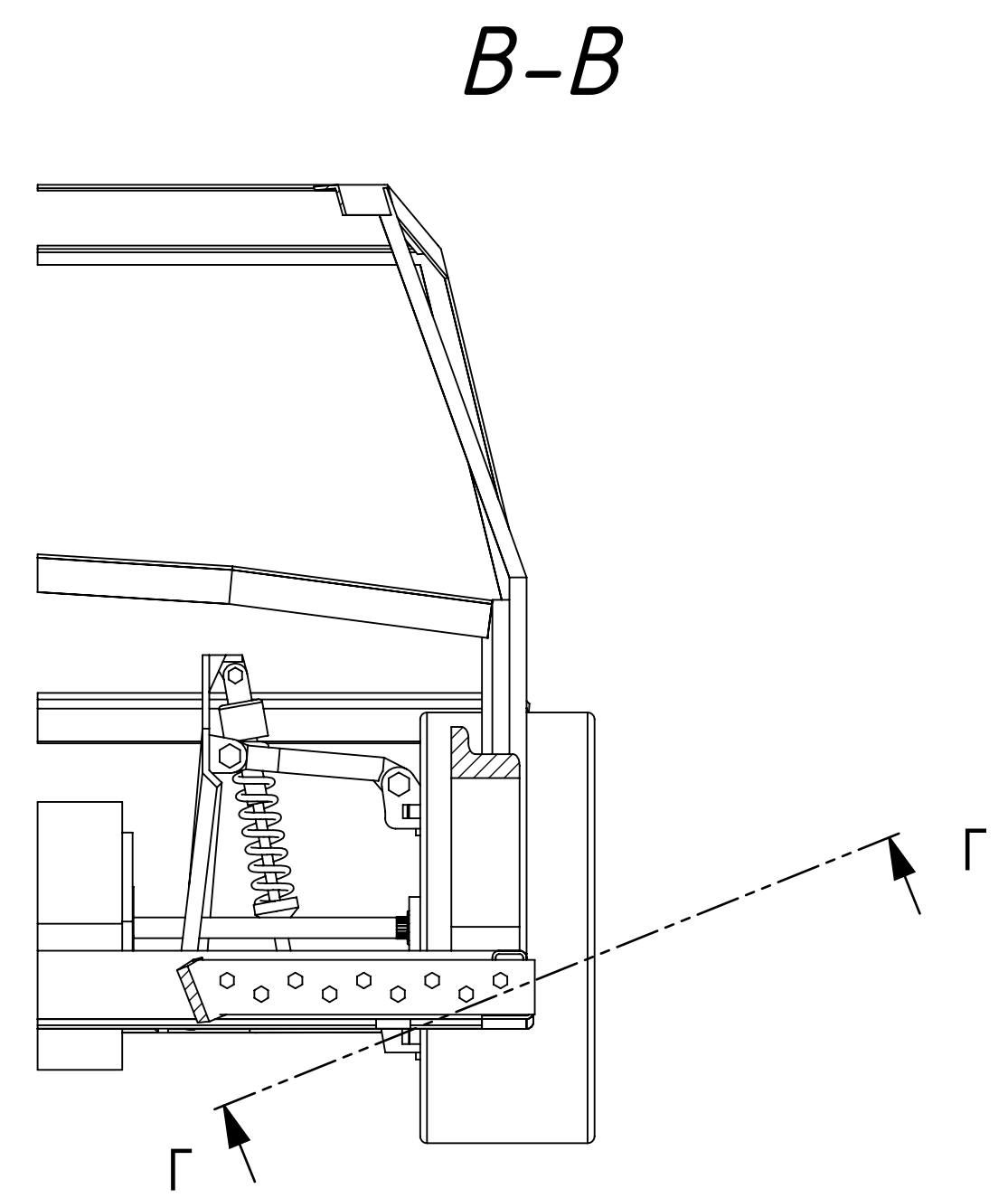
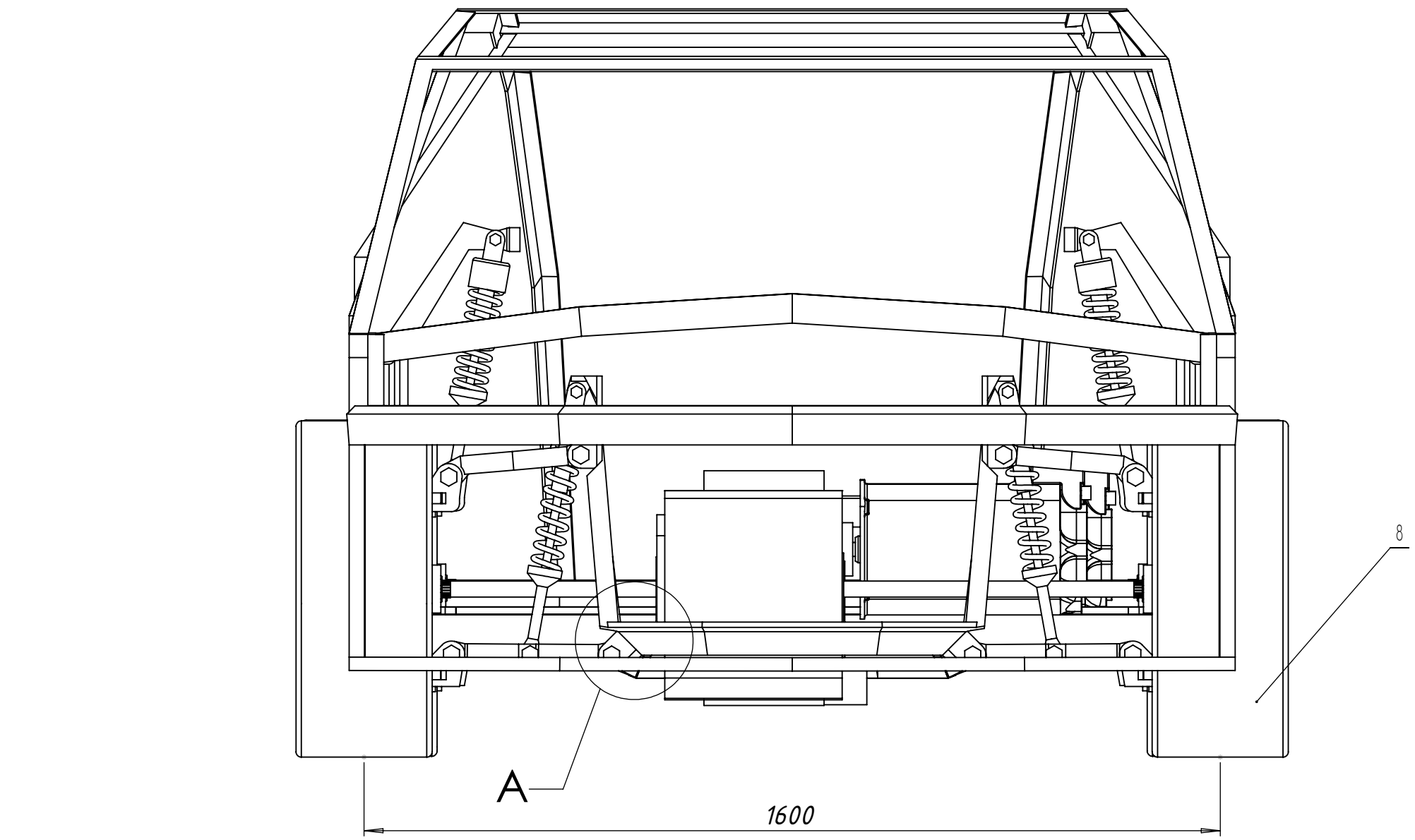
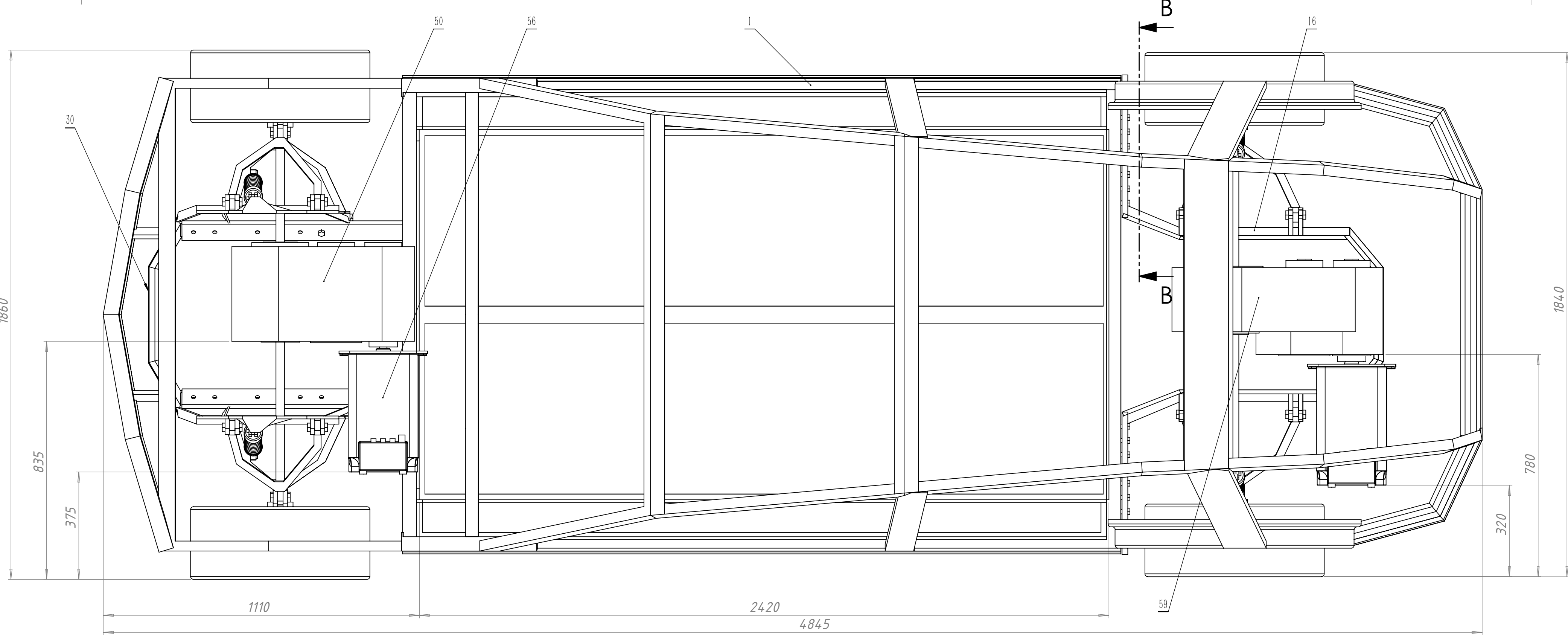
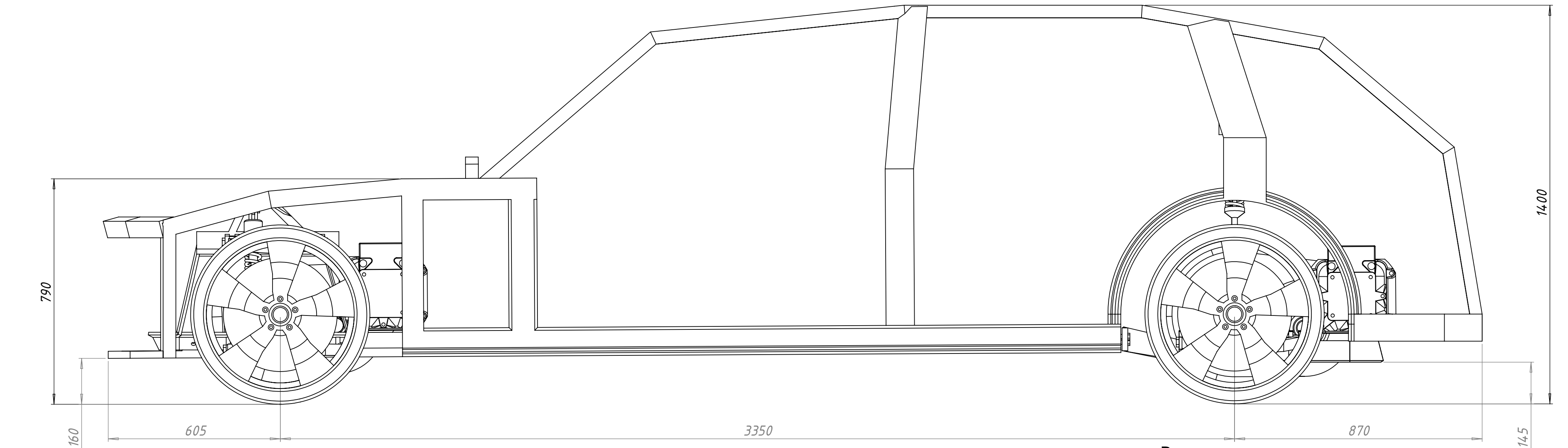


БЛОК БАТАРЕЇ

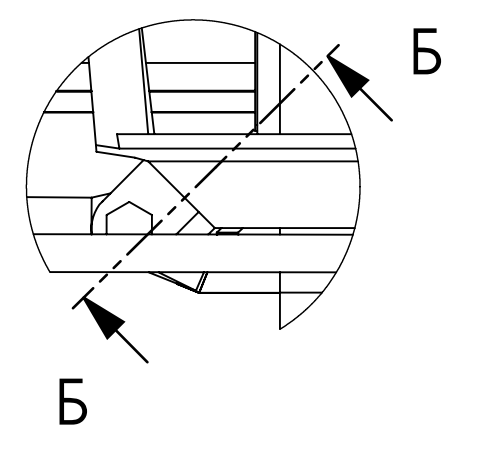


					МВ-810Змн.МД230.000.000.00 КЗ				
					Повнопривідний електромобіль				
Лист	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Лист		Маса	Масштаб	
Разроб.	Вайдич І.А.				В				
Проб.	Саленко О.Ф.								
Т. контр.					Схема кінематична принципальна		Лист	Листов	1
Нач. отд.							КПІ ім. Ігоря Сікорського, НМ, КМ, МВ-81мн		
Н. контр.	Протасов С.В.						Формат А1		
Виб.							1 Копіювал		

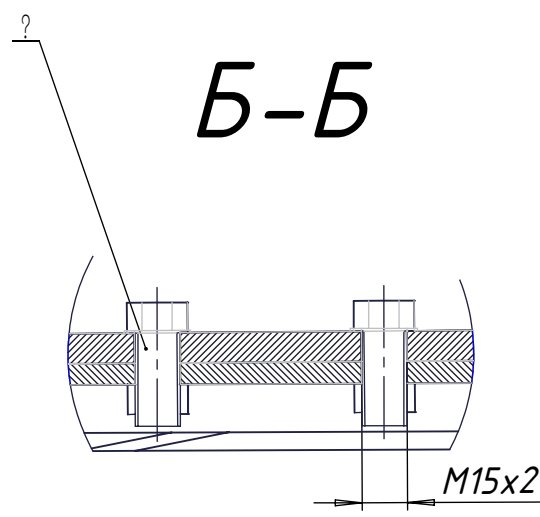




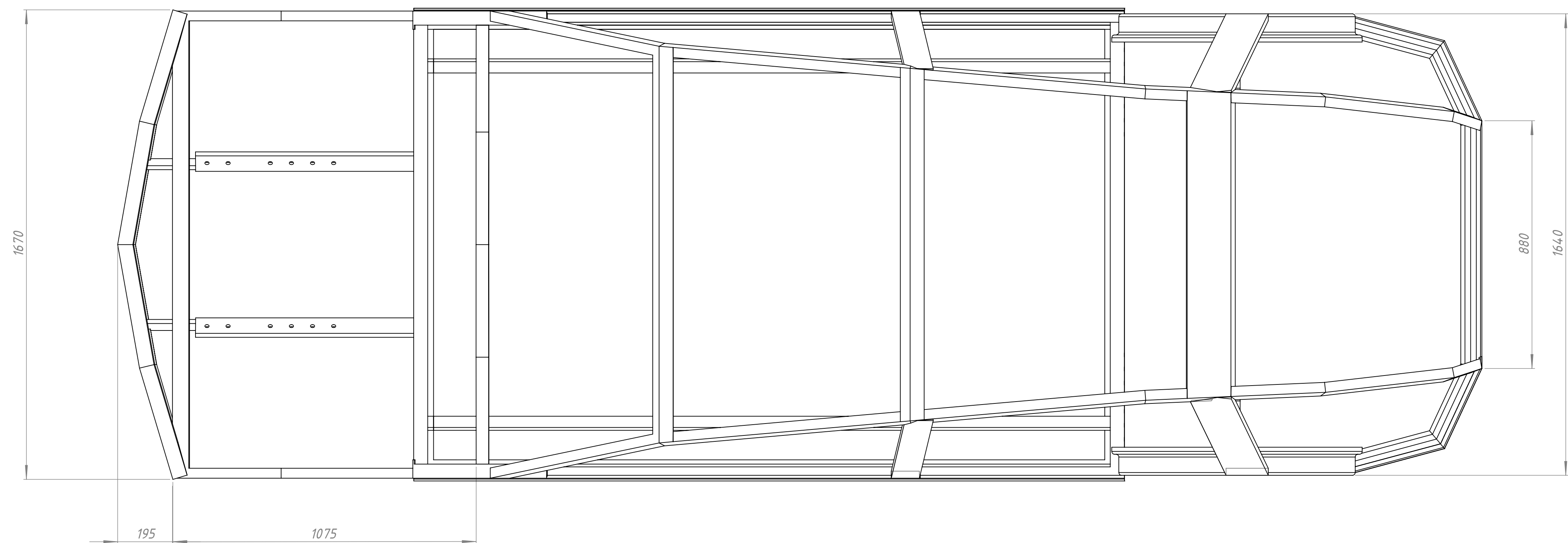
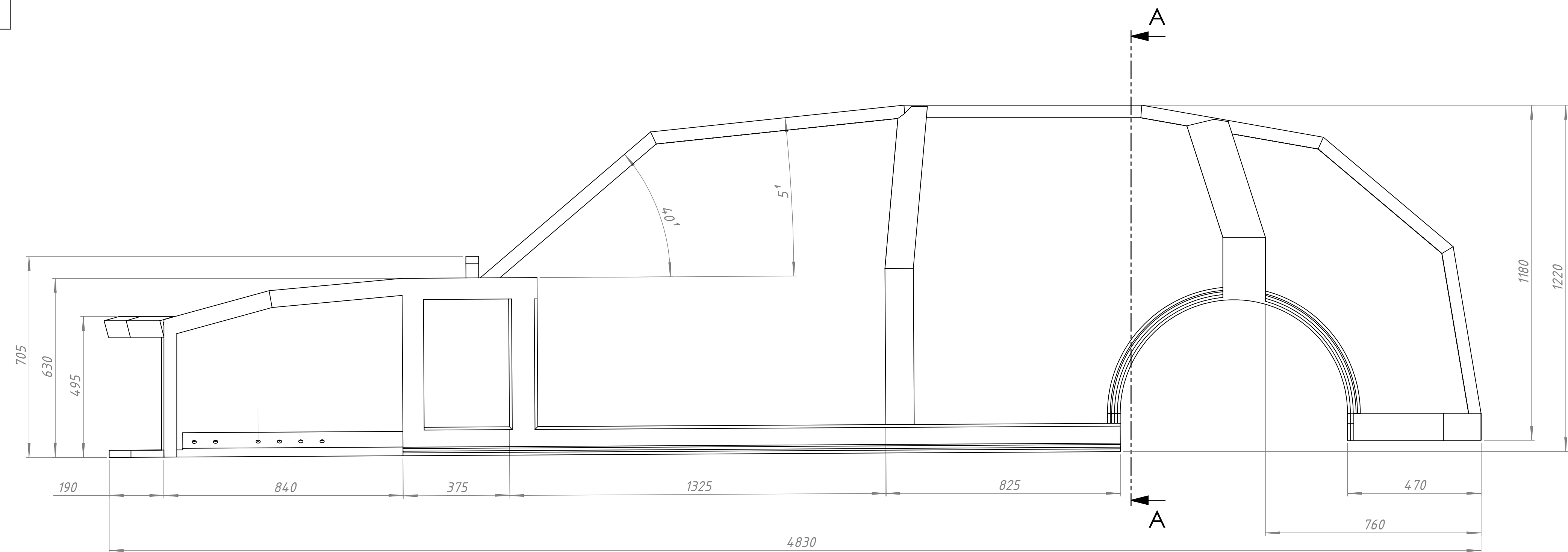
Вид А



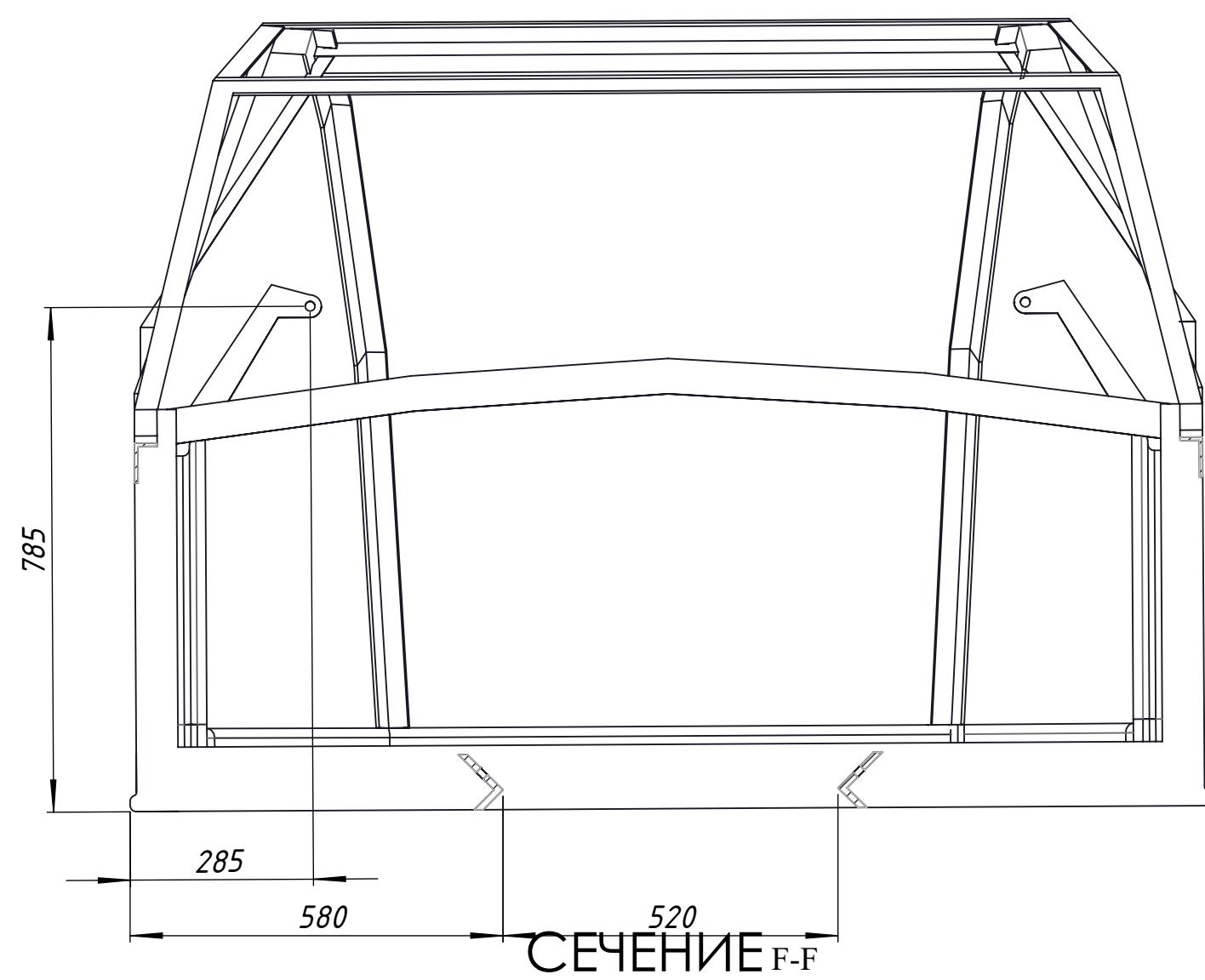
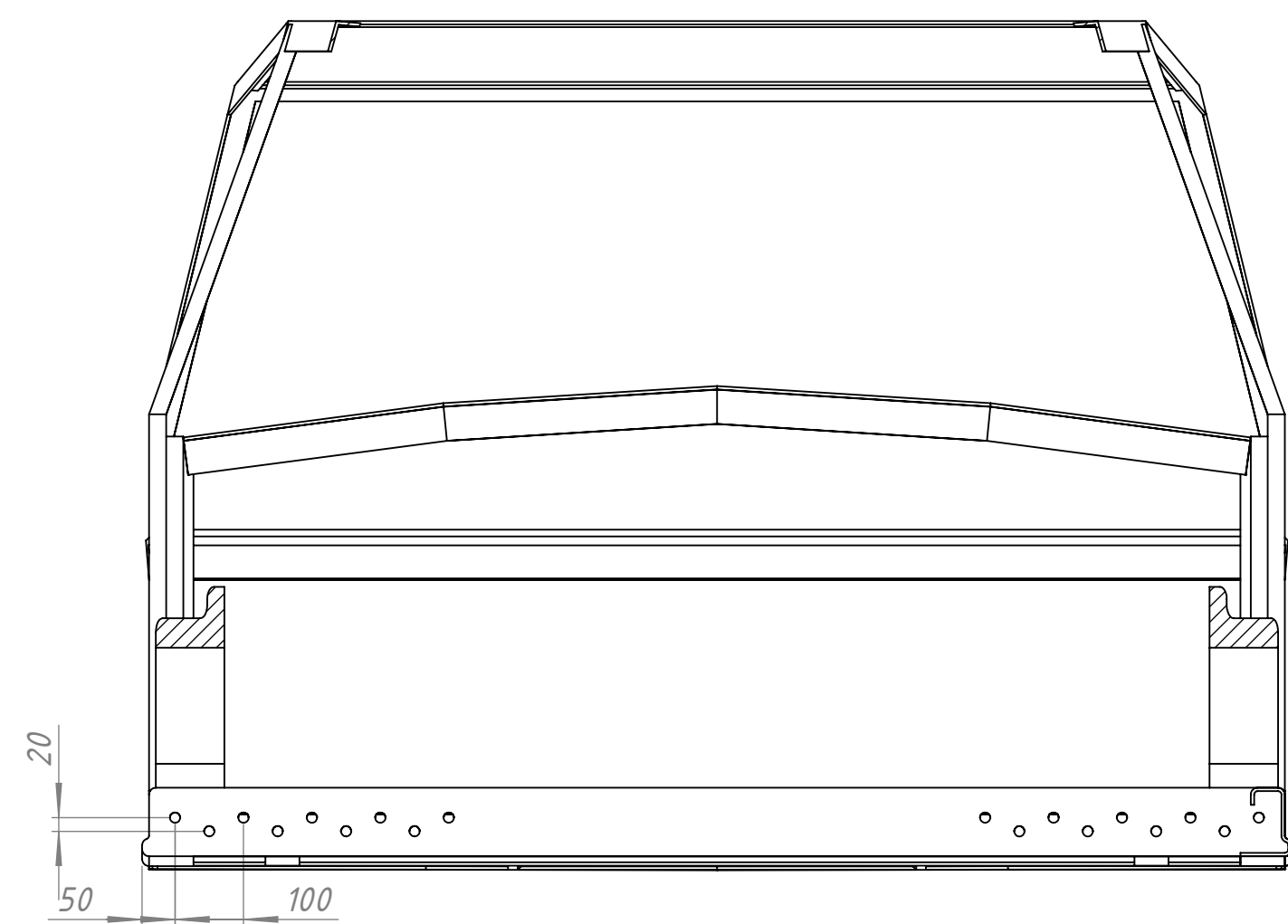
Б-Б



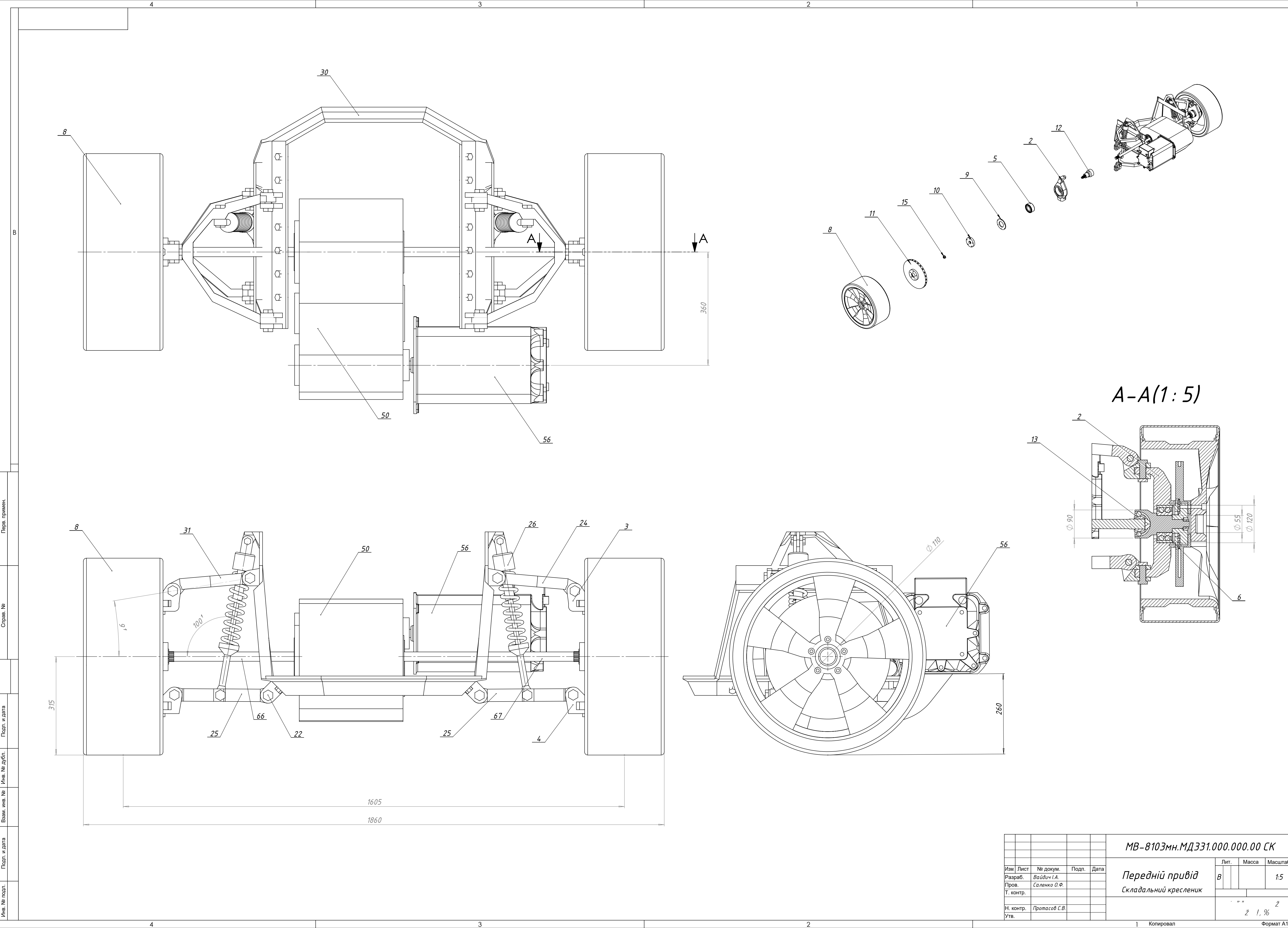
				МВ-8103мн.МД310.000.000.00 СК			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Шассі електромобіля Складальний кресленик		
Разраб.	Вайдич І.А.						
Пров.	Саленко О.Ф.						
Т. контр.							
Н. контр.	Протасов С.В.				Лит. Масса Масштаб		
Утв.							
					В		1:10
					З 1, %		



A-A

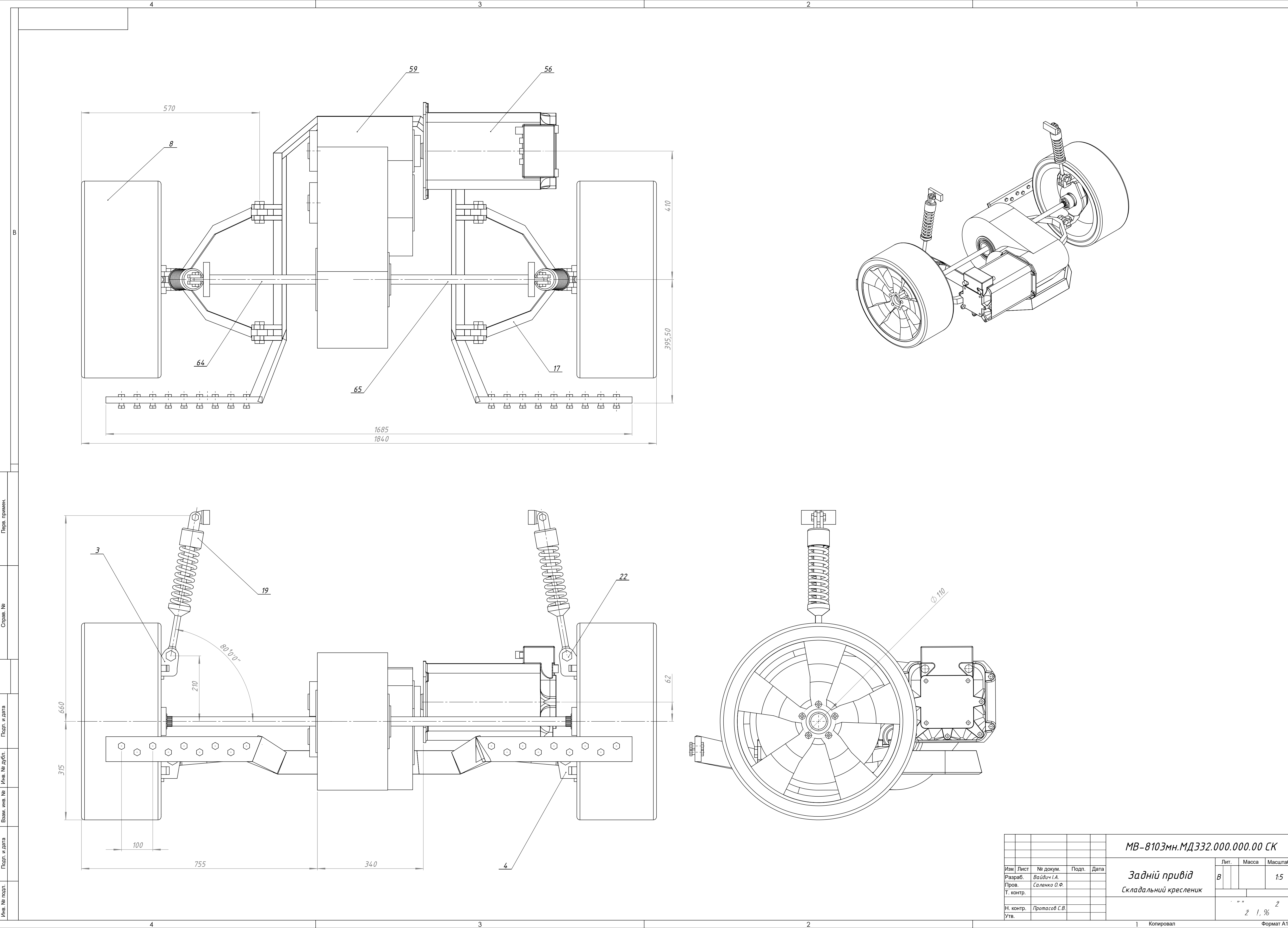


					<i>МВ-8103мн.МД320.000.000.00 СК</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<i>Рама електромобіля</i>			
Разраб.		<i>Вадиш І.А.</i>			В	Лит.	Масса	Масштаб <i>1:10</i>
Пров.		<i>Саленко О.Ф.</i>						
Т. контр.								
Н. контр.		<i>Протасов С.В.</i>			<i>Складальний кресленик</i>			
Утв.					<i>З</i>			
					<i>З !, %</i>			



Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № дубл.	Справа №	Пера. примен.

МВ-8103мн.МД331.000.000.00 СК					
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Передній привід Складальний кресленик
Разраб.	Вайдич І.А.				
Пров.	Саленко О.Ф.				
Т. контр.					
Н. контр.	Протасов С.В.				Лит. В
Утв.					
1 Копировал					Масса
Формат А1					Масштаб 1:5



Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата	Стара. №	Пера. примен.
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	----------	---------------

					МВ-810Змн.МД332.000.000.00 СК				
					Задній привід Складальний кресленик	Лит.	Масса	Масштаб	
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		В		1:5	
Разраб.		Вайдич І.А.							
Пров.		Саленко О.Ф.							
Т. контр.									
Н. контр.		Протасов С.В.				З			
Утв.						З 1, %			

