



Benemérita Universidad Autónoma de Puebla
Facultad de Ciencias de la Electrónica

**Diseño de un sistema de tracción para
automóviles eléctricos destinados a la
movilidad compartida urbana**

**Tesis para obtener el grado de Doctor en
Investigación Aplicada a la Industria**

Presenta:

M. C. Juan Manuel Jiménez Rodríguez

Director de Tesis:

Dr. José Fermi Guerrero Castellanos

Co-Director de Tesis:

Dr. Jesús Manuel Muñoz Pacheco

Puebla, Pue. México

Junio 2024

Resumen

La investigación se centra en el diseño mecánico de un tipo particular de sistema de tracción trasera para automóviles eléctricos alimentados por baterías (BEV, por sus siglas en inglés) enfocados al transporte urbano compartido. La característica principal de este sistema de tracción es la implementación de dos motores independientes de corriente continua sin escobillas (BLDC por sus siglas en inglés), los cuales a su vez interactúan simultáneamente a través de un diferencial electrónico (ED, por sus siglas en inglés), en otras palabras, el sistema de tracción resulta ser un diseño innovador porque está basado en el principio de control cooperativo. Es importante mencionar que esta investigación incluye la determinación de los parámetros requeridos para el funcionamiento adecuado de un diferencial electrónico.

Asimismo, la innovación tecnológica de esta investigación radica en el diseño mecánico de un sistema de tracción para automóviles eléctricos alimentados por baterías destinados a la movilidad urbana, los cuales demandan menor potencia y menor velocidad, por lo tanto, si se diseña un sistema de tracción innovador que satisfaga las necesidades de estos automóviles y que posteriormente este sistema de tracción pueda extrapolarse a vehículos eléctricos de mayor potencia y mayor velocidad entonces resulta ser un proyecto altamente potencial para su desarrollo. El sistema de tracción diseñado está destinado en principio para la movilidad urbana, no obstante, también podría ser utilizado para otras aplicaciones de movilidad y/o transporte de bienes y servicios que demanden menor potencia y velocidad para un adecuado funcionamiento.

Cabe destacar que la viabilidad de la investigación está basada en las tendencias tecnológicas clave, aplicadas a la industria automotriz, en conjunto con las tendencias sociales de la economía compartida y la urbanización. Esta combinación de tendencias trae nuevas oportunidades para la investigación aplicada al sector industrial, específicamente en la industria de la electromovilidad compartida urbana.

La aportación de la tesis al campo del conocimiento se centra en el diseño mecánico y la emulación del sistema de tracción para un prototipo de vehículo eléctrico, el cual incluye dos motores BLDC interactuando simultáneamente por medio de un diferencial electrónico (ED), el cual realiza las mismas funciones que un diferencial mecánico y además cuenta con las siguientes ventajas [1]: a) Simplicidad, b) Reducción de peso, c) En vehículos 4 x 4, el ED es factible para reemplazar el diferencial mecánico central, d) Habilidad de conexión, e) Torque, f) Configuración, y g) ED permite la posibilidad de implementar un frenado regenerativo distribuido [1].

Por otro lado, con objeto de estimar el correcto funcionamiento del sistema de tracción diseñado, en esta investigación se presentan los cálculos y emulación del sistema que respaldan dicho diseño, es decir, la fuerza de tracción y el torque disponible en las ruedas motrices son calculadas para determinar si el sistema de tracción diseñado es capaz de vencer todas las fuerzas resistivas y que el vehículo alcance la velocidad máxima para el cual fue diseñado, esto con el apoyo de un diagrama de tracción. La velocidad máxima alcanzada por este prototipo virtual de sistema de tracción es de 33.66 km/h. Adicionalmente, en el capítulo cuatro se incluye una metodología para determinar el tiempo en el que el prototipo de vehículo eléctrico alcanza la velocidad máxima.

Como resultado de esta investigación, también se obtuvo un desarrollo tecnológico a través de la gestión de la patente de un diseño mecánico innovador del sistema de tracción mecatrónico, basado en el principio de control cooperativo y diferencial electrónico. Por consiguiente, también se vislumbra que la patente gestionada podría generar alianzas estratégicas entre la academia y el sector industrial que permitan continuar con la investigación y desarrollo del proyecto para que en el mediano plazo se construya el prototipo de vehículo eléctrico diseñado. Cabe mencionar que la patente solicitada busca patentar el diseño mecánico de un sistema de tracción flexible, es decir, en función de los requerimientos de conducción del usuario, el sistema diseñado permite reemplazar el sistema de tracción actual con motor de combustión interna en un vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-

2 disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Facultad de Ciencias de la Electrónica. Por ejemplo, si el usuario requiere utilizar el vehículo en un camino sin pavimento y poco uniforme entonces es más conveniente utilizar el sistema de tracción actual con motor de combustión interna, sin embargo, si el usuario requiere circular por un camino pavimentado a una velocidad moderada (70 km/h máx.) y recorrer una distancia relativamente corta (30 km máx.), entonces el sistema de tracción diseñado es una opción viable dado que este sistema de tracción convertirá al vehículo seleccionado como caso de estudio en un vehículo eléctrico destinado para la movilidad urbana compartida. Por lo tanto, la patente gestionada también aporta al desarrollo tecnológico de la movilidad sustentable, entendiéndose esta como un modelo de traslado y de ciudad que permite a las personas ir de un lugar a otro sin generar tantas emisiones contaminantes, de forma accesible, eficiente, segura y equitativa para todo tipo de personas y necesidades [2].

El prototipo de sistema de tracción diseñado establece las bases para escalar el diseño mecatrónico a un sistema de tracción para un vehículo eléctrico de mayor potencia, que permita alcanzar la velocidad y distancia mencionadas en el párrafo anterior, sin olvidar que la distancia de recorrido estará en función del almacenamiento de energía disponible en la batería.

A modo de conclusión de esta sección, se destaca que en las siguientes décadas se necesitará que los medios de movilidad urbana sean más eficientes y amigables con el medio ambiente, por lo tanto, una alternativa potencial a considerarse para lograr estos importantes retos consiste en implementar autos eléctricos alimentados por baterías con sistemas de transmisión eficientes, con un desempeño adecuado y sean comfortable para los usuarios de la movilidad urbana compartida.

Abstract

The research is focused on the design of a specific type of rear traction system for electric vehicles powered by batteries (BEV), destined to the shared urban mobility. The main characteristic of this traction system is the two independent direct current electric motors brushless (BLDC), which interact simultaneously through an electronic differential (ED), it means that the innovative traction system design is based on the cooperative control principle. It is important to say that the scope of the research includes the calculation of the parameters requested for the adequate function of the ED.

Moreover, the technological advance provided by this research lies in the development of a traction system for electric cars powered by batteries intended for urban mobility, which demand less power y less velocity, therefore, if the traction system design is novel and satisfy the needs of these vehicles then later this system can be extrapolated to electric vehicles with more power and higher velocity, as result, it will be a potential project to be developed. In first instance, this project is planned to be used for the urban mobility, however, it could be used in other mobility applications and/or transport of goods and services which demand less power and velocity for an adequate performance.

On the other hand, this research is based on the key technological tendencies, applied to the automotive industry, in combination with the social tendencies of the shared economy and the urbanization. The combination of these tendencies brings new opportunities for the applied research on the industrial sector, specifically in the shared urban electromobility industry.

The contribution of this thesis work to the knowledge field is centered on the design and emulation of a traction system for an electric vehicle, which include two BLDC motors that interact simultaneously through an ED, which perform the same functions than a mechanical differential and it also has the following advantages [1]: a)

Simplicity, b) Reduction of weight and size indicators, c) For four-wheel drive vehicles, it is possible to abandon the center differential, d) The ability to easily and quickly switch between the rear and front drive axles at the program level, e) The torque is distributed individually to each drive wheel, which allows better control of traction, stabilization, f) ED can be easily reconfigured for any specific application, depending on the driving conditions; g) ED permits the possibility of implementing distributed regenerative braking [1].

To estimate the right system traction function, in this document are presented the equations and emulation of the system, it means that the traction force and the available torque in the drive wheels are calculated to find out if the designed traction system can overcome the resistive forces and the vehicle meets the maximum velocity, this with the support of a traction diagram. The maximum velocity reached by this virtual prototype is 33.66 km/h. Furthermore, this thesis work also includes a methodology to determine the time that the electric vehicle reaches the maximum velocity.

As a result of this research, it was gotten a technological development through a patent management of this novel mechatronic traction design, based on the cooperative control and electronic differential. Therefore, the patent management will allow to form strategic alliances between the academy and the industrial sector, which permit to continue with further research and development of this project, to build the designed prototype in the midterm. Added to that, the requested patent looks for patenting a flexible traction system, it means, as function to the user's drive requirements, this system permits replace the actual traction system with internal combustion engine on a vehicle all terrain type Go Kart model 150GKA-2 available at the Automotive Systems lab of the Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, Facultad de Ciencias de la Electrónica. For instance, if the user needs to use the vehicle on a bad earth track then is better use the actual traction system with internal combustion engine, however, if the user travels on a smooth tarmac road, with a moderate speed (70 km/h max.) and runs a relative short distance (30 km max.), then the designed traction system is a good option because this traction system converts to

the selected vehicle into an electric vehicle aimed to the shared urban mobility. Therefore, the requested patent contributes to the technological development in the topic of sustainable mobility, which it is a transportation and city model that permits to people to move from one place to another without polluting emissions, in an accessible, efficient, safe and equitable way for all types of people and needs [2]. It is important to clarify that the prototype of the traction system designed establishes the foundation to scale the design to a traction system for a higher power electric vehicle, which allows reaching the speed and distance above mentioned, without forgetting that the travel distance will be depending on the energy storage available in the battery.

As a conclusion, in the next decades it will be needed that the urban mobility resources be more efficient and environment friendly, therefore, a potential alternative to be considered to meet these important challenges consist of implementing electric vehicles powered by batteries with efficient transmission systems, and acceptable performance and be comfortable for the final users of the shared urban mobility.

Contenido

RESUMEN	I
ABSTRACT	IV
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABLAS	XIII
CAPÍTULO 1	14
1. INTRODUCCIÓN	14
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	17
1.2 JUSTIFICACIÓN.....	19
1.3 OBJETIVO GENERAL	23
1.4 OBJETIVOS PARTICULARES	23
1.5 ALCANCE Y LIMITACIONES	23
1.6 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN	25
1.7 ORGANIZACIÓN DE LA TESIS.....	28
CAPÍTULO 2.	31
2. ESTADO DEL ARTE	31
2.1 VEHÍCULOS ELÉCTRICOS ALIMENTADOS POR BATERÍAS.....	31
2.2 TRANSMISIÓN DE DOS VELOCIDADES EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS	34
2.3 MOVILIDAD COMPARTIDA URBANA	39
2.4 SISTEMAS DE TRANSMISIÓN CON MOTORES BLDC	42
2.5 SISTEMAS DE TRACCIÓN DE DOBLE MOTOR	47
2.6 DIFERENCIAL ELECTRÓNICO EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN CON MOTORES BLDC	57
CAPÍTULO 3	63
TREN MOTRIZ EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS	63
3.1 TRANSMISIONES MULTIVELOCIDAD EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS.....	63
3.2 TIPOS DE TRANSMISIÓN UTILIZADAS EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS.....	69
3.2.1 TRANSMISIÓN DE VELOCIDAD ÚNICA DE RELACIÓN FIJA	70
3.2.2 TRANSMISIÓN DE DOBLE EMBRAGUE DE DOS VELOCIDADES	71

3.2.3 TRANSMISIÓN DE DOBLE VELOCIDAD	72
3.2.4 TRANSMISIÓN CONTINUAMENTE VARIABLE	73
3.3 DIFERENCIAL ELECTRÓNICO.....	74
3.3.1 VELOCIDAD CRÍTICA EN CURVAS.....	76
3.3.2 DIRECCIÓN ACKERMAN	79
3.4 MODELO CAD DE TRANSMISIÓN DE DOS VELOCIDADES PARA VEHÍCULO ELÉCTRICO.....	87
CAPÍTULO 4	89
DISEÑO DE SISTEMA DE TRACCIÓN CON DOS MOTORES BLDC	89
4.1 DISEÑO DE SISTEMA DE TRACCIÓN CON DOS MOTORES BLDC	89
4.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE MOTORES	97
4.3 RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE CADENA	100
4.4 CÁLCULO DE VELOCIDAD MÁXIMA Y DIAGRAMA DE TRACCIÓN	117
4.5 CÁLCULO DE FUERZAS RESISTIVAS.....	123
4.6 RESISTENCIA A LA RODADURA.....	123
4.7 RESISTENCIA AERODINÁMICA	124
4.8 RESISTENCIA POR PENDIENTE.....	127
4.9 RESISTENCIA POR INERCIA	129
4.10 TIEMPO EN EL QUE EL VEHÍCULO ALCANZA LA VELOCIDAD MÁXIMA	131
4.11 VALIDACIÓN DE TORQUE DISPONIBLE EN RUEDAS DE TRACCIÓN.....	135
CAPITULO 5	139
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	139
5.1 CONCLUSIONES	139
5.2 RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.....	142
ANEXO I. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTOR ELÉCTRICO HPM48-5000.....	144
REFERENCIAS	147

Lista de figuras

Figura 1.1 Posibles aplicaciones de un tren motriz electrificado [9].....	22
Figura 2.1 Pronóstico de crecimiento en el mercado de vehículos eléctricos [18].....	33
Figura 2.2 Configuraciones de transmisiones empleadas en vehículos, donde a) Motor delantero longitudinal y propulsión trasera, b) Motor y propulsión traseros, c) Motor y tracción delanteros, d) Tracción total [20].....	35
Figura 2.3 Evolución del vehículo de turismo Tesla [22]	36
Figura 2.4 Sistema de transmisión de dos velocidades, desarrollado por la empresa alemana ZF [23]	37
Figura 2.5 Sistema de tracción de dos velocidades, desarrollado por la empresa canadiense Inmotive Inc. [21]	38
Figura 2.6 Tecnologías de motores eléctricos actualmente disponibles para vehículos eléctricos [27]	42
Figura 2.7 Diseño interior de un motor BLDC [27].....	43
Figura 2.8 Diferentes configuraciones de tren motriz para vehículo eléctrico [7].....	45
Figura 2.9 Ensamble de motor de accionamiento directo en la rueda con rotor exterior, marca Protean [30].....	46
Figura 2.10 Ensamble no suspendido de motor de accionamiento directo, diseñado por la empresa Protean [29]	46
Figura 2.11 Configuración de dos motores y tren motriz eléctrico de cuatro velocidades [31]	49
Figura 2.12 Ejemplos genéricos de diseño de acoplamiento de torque y velocidad [32]	50
Figura 2.13 Curvas genéricas de torque máximo en función de la velocidad del vehículo, para un vehículo eléctrico con doble motor con tren motriz de acoplamiento múltiple [32].....	51
Figura 2.14 Tren motriz de doble motor, a) Acoplamiento de torque, b) Acoplamiento de velocidad, c) Acoplamiento multimodo o mixto [34].....	54

Figura 2.15 Tren motriz con árbol de transmisión impulsado por doble motor, donde a) Árbol de transmisión impulsado de forma independiente, b) Árbol de transmisión único, impulsado por transmisión de engranes planetarios, c) Árbol de transmisión único, impulsado por árboles de transmisión paralelos, d) Árbol de transmisión único, impulsado por transmisión de acoplamiento coaxial [32].....	56
Figura 2.16 Prototipo de vehículo eléctrico para aplicaciones urbanas [15]	58
Figura 2.17 Diagrama del esquema de tracción. Engranajes reductores (RG) con relación 10:1, motores de inducción (IM) e inversores DC/AC [15].....	59
Figura 2.18 Prototipo de auto eléctrico con diferencial electrónico, utilizando la plataforma de un go kart [35].....	61
Figura 2.19 Vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2, de la Facultad de Ciencias de la Electrónica, BUAP.....	61
Figura 3.1 Comparativo de curvas características para motor de combustión interna y motor eléctrico [36]	65
Figura 3.2 Vehículo Tesla modelo S, con motor trasero más grande que el motor frontal [36]	66
Figura 3.3 Porsche Taycan 4S [36].....	67
Figura 3.4 Caja de transmisión automática de dos velocidades del vehículo Porsche Taycan 4S [36].....	68
Figura 3.5 a) Vehículo Rimac, b) Tren motriz con cuatro motores de imán permanente, enfriados por aceite, hechos a la medida, un motor para cada rueda [37]	69
Figura 3.6 Transmisión de velocidad única en un tren motriz, de un vehículo eléctrico. A1, A2 - árboles de transmisión [7].....	71
Figura 3.7 Transmisión de dos velocidades con embrague doble, en tren motriz de vehículo eléctrico. A1, A2, A3 - árboles de transmisión, C1, C2 – embragues [7].	72
Figura 3.8 Transmisión de doble velocidad con dos conjuntos de engranes planetarios, donde 1) dos juegos de engranes planetarios integrados, 2) relación de transmisión de una sola etapa, 3) freno de fricción seca controlado, 4) embrague de empuje seleccionable, 5) mecanismo diferencial [7]	73

Figura 3.9 Transmisión continuamente variable con sistema de accionamiento servo-electromecánico [7].....	74
Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre de un vehículo girando a la izquierda [7]	77
Figura 3.11 Modelo geométrico de Ackerman, de trayectoria curva [7].....	81
Figura 3.12 Velocidad de rotación de la rueda y el motor en un intervalo de velocidad del vehículo eléctrico, $R = 9$ m.....	84
Figura 3.13 Velocidad de rotación de la rueda y el motor en un intervalo de velocidad del vehículo eléctrico, $R = 30$ m.....	84
Figura 3.14 Influencia de la constante K en la dirección del vehículo [7].....	85
Figura 3.15 Sistema de transmisión de dos velocidades, con engranes particionados [21] ..	88
Figura 3.16 Modelo CAD de sistema de transmisión de dos velocidades	88
Figura 4.1 Fuerzas longitudinales que actúan en un vehículo que se desplaza en un camino inclinado [38]	89
Figura 4.2 Prototipo de auto eléctrico con dos motores BLDC y diferencial electrónico, utilizando una plataforma de vehículo tipo go kart [35].....	90
Figura 4.3 Vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2.....	90
Figura 4.4 Especificaciones del vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2.....	91
Figura 4.5 Sistema de tracción trasera con transmisión por cadena en vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2	93
Figura 4.6 Adaptación del nuevo sistema de tracción en chasis del vehículo Go Kart modelo 150GKA-2.....	93
Figura 4.7 a) Motor de combustión interna de vehículo Go kart, b) Motor BLDC 5 kW a 48 V, enfriado por ventilador	94
Figura 4.8 a) Sistema de tracción actual, b) Sistema de tracción con dos motores BLDC y árboles de transmisión independientes.....	95
Figura 4.9 Sistema de tracción con dos motores BLDC, donde a) Vista isométrica, b) Vista superior, c) Vista isométrica posterior, d) Relaciones de transmisión por cadenas	96

Figura 4.10 Motor de combustión interna de vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2.....	98
Figura 4.11 Curvas características de motor de combustión interna y motor BLDC	99
Figura 4.12 Intervalo de trabajo del motor eléctrico BLDC.....	100
Figura 4.13 Relaciones de transmisión por cadena [39]	101
Figura 4.14 Acoplamiento de una cadena y una rueda dentada [39].....	101
Figura 4.15 Gráfica de variación cordal de velocidad [39].....	104
Figura 4.16 Relaciones de transmisión por cadena	113
Figura 4.17 Modelo cinemático de sistema de transmisión por cadena.....	114
Figura 4.18 Velocidades angulares en relaciones de transmisión, donde a) 1ra relación @ 2 388 rpm, b) 1ra relación @ 3 647 rpm, c) 2da relación @ 2 388 rpm, d) 2da relación @ 3 647 rpm	116
Figura 4.19 Llanta trasera 22x11-10 [39].....	118
Figura 4.20 Radio efectivo o radio dinámico [41].....	119
Figura 4.21 Hoja de cálculo paramétrica para cálculo de velocidad del vehículo y fuerza de tracción	122
Figura 4.22 Diagrama de tracción de vehículo con dos motores BLDC.....	122
Figura 4.23 Fuerzas resistivas que afectan el desplazamiento de un vehículo [43].....	123
Figura 4.24 Área proyectada para cálculo de resistencia aerodinámica [44]	125
Figura 4.25 Túnel de viento para conocer de forma aproximada la fuerza que el aire ejerce contra el desplazamiento del vehículo [43].....	126
Figura 4.26 Comportamiento parabólico de la resistencia aerodinámica en el desplazamiento de un vehículo [45]	126
Figura 4.27 Peso del vehículo en una pendiente ascendente [41]	128
Figura 4.28 Pendientes máximas de algunos caminos de Europa [41]	128
Figura 4.29 Valores de referencia para coeficientes de inercia rotacional de autos compactos [41]	130

Figura 4.30 Curva característica de Potencia del motor eléctrico e intervalo de trabajo.....	131
Figura 4.31 Aproximación lineal de la curva característica de Potencia	132
Figura 4.32 Velocidad del vehículo en función de la velocidad angular del árbol de transmisión	135

Lista de tablas

Tabla 2.1 Características de vehículo eléctrico para aplicaciones urbanas [15]	59
Tabla 3.1 Cálculo de velocidades críticas en curvas	79
Tabla 3.2 Parámetros requeridos para cálculo de ángulos y velocidades rotacionales	82
Tabla 3.3 Resultados de ángulos y velocidades rotacionales	83
Tabla 3.4 Resultados para condición de subviraje y sobreviraje	86
Tabla 4.1 Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: hilera sencilla [39]	102
Tabla 4.2 Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de hilera sencilla de una catarina de 17 dientes [39].....	106
Tabla 4.3 Números de dientes de catarina de una sola hilera disponibles de un proveedor * [39]	108
Tabla 4.4 Factores de corrección de dientes, K_1 [39]	108
Tabla 4.5 Factores de hileras múltiples, K_2 [39].....	109
Tabla 4.6 Velocidad angular, torque y potencia de entrada y salida para cada relación de transmisión	114
Tabla 4.7 Tabla comparativa de resultados para velocidad angular	116
Tabla 4.8 Información de vehículo todo terreno Go Kart modelo 150GKA-2	117
Tabla 4.9 Dimensiones de la llanta trasera 22x11-10.....	118
Tabla 4.10 Datos relevantes del sistema de tracción con dos motores BLDC.....	121

Capítulo 1

1. Introducción

La movilidad urbana del futuro se convertirá en eléctrica y es conocida como electromovilidad, lo cual parece ser obvio desde el punto de vista ambiental y de salud. Adicionalmente, este trabajo de investigación hace referencia a la creciente popularidad del concepto de movilidad compartida urbana dado que está asociado con un cambio en el comportamiento del cliente, especialmente entre los segmentos más jóvenes de la población [3].

Otro concepto que se aborda en esta investigación se centra en los automóviles eléctricos alimentados por baterías (BEV, por sus siglas en inglés), los cuales se pronostican para ser el futuro del transporte urbano. Como consecuencia del calentamiento global a causa de las emisiones de carbono emitidas por los vehículos de combustión interna, los vehículos eléctricos resultan ser una solución para frenar esta situación, dado que tienen ventajas destacables como es su bajo costo de funcionamiento y de mantenimiento. Además, los BEV pueden tener repetidos arranques y paradas con una aceleración suave sin que todo el sistema llegue a ser sobrecargado [4].

Asimismo, los vehículos eléctricos han incrementado sus ventas de 0.02 millones en 2010 a casi 7.5 millones de automóviles en 2019, sin embargo, la mayor desventaja que enfrentan los vehículos eléctricos es su precio, el cual aún se pronostica para ser igual o superior que los vehículos de combustión interna en los siguientes cinco años [4].

Por consiguiente, este trabajo de tesis tiene como objetivo principal diseñar un sistema innovador de tracción trasera para automóviles eléctricos alimentados por baterías, enfocados a la movilidad urbana compartida. La característica principal de este sistema de tracción es la implementación de dos motores de corriente continua sin

escobillas (BLDC por sus siglas en inglés), los cuales son ideales para aplicaciones que requieren gran fiabilidad, alta eficiencia y relación potencia-volumen, en otras palabras, un motor BLDC se considera como un motor de alto rendimiento, capaz de ofrecer grandes cantidades de par motor en un amplio intervalo de velocidad [5].

En primera instancia, el presente capítulo incluye los apartados de: Descripción del problema, Justificación, Objetivos, Alcance y Limitaciones, Descripción de la solución propuesta y Organización de la tesis.

Enseguida, la investigación desarrollada en este trabajo aporta una solución viable que contribuye a resolver la necesidad emergente de desarrollar sistemas de tracción para vehículos eléctricos alimentados por baterías, los cuales se requieren que sea cada vez más eficientes, compactos, con menor peso para el vehículo, con mayor desempeño y confortables para los usuarios de un vehículo eléctrico. En el apartado de Descripción del problema se describen las necesidades clave de los sistemas de tracción para vehículos eléctricos que se requieren satisfacer.

A continuación, en el apartado de Justificación se encuentran los argumentos que justifican la viabilidad del proyecto basado en las tendencias tecnológicas clave, aplicadas a la industria automotriz, como es el caso de la electromovilidad, en conjunto con las tendencias sociales de la economía compartida y la urbanización. Esta combinación de tendencias trae nuevas oportunidades para la investigación aplicada al sector industrial, específicamente en la industria de la electromovilidad compartida urbana y por consiguiente en el desarrollo tecnológico de sistemas de tracción innovadores.

También, en este trabajo de tesis se incluye el objetivo general y los objetivos específicos de la investigación, originados a partir de la creciente producción de automóviles eléctricos alimentados por baterías para los siguientes años. Y en el caso particular de México, existe el compromiso de tener únicamente automóviles de cero emisiones para 2040 [6], por lo que este compromiso resulta ser un área de

oportunidad para la investigación aplicada en tópicos relacionados con la electromovilidad y potenciar el desarrollo tecnológico de México. Asimismo, los fabricantes de automóviles eléctricos requerirán de sistemas de tracción innovadores para estos vehículos.

En lo que se refiere al Alcance y Limitaciones de la investigación, se destaca que la aportación de este trabajo al campo del conocimiento estará centrada en el diseño y la emulación del sistema de tracción, el cual incluye dos motores BLDC interactuando simultáneamente por medio de un diferencial electrónico. El prototipo de automóvil eléctrico diseñado está destinado en principio para la movilidad urbana, no obstante, este sistema de tracción puede ser utilizado en otras aplicaciones de movilidad. Adicionalmente, esta investigación aporta nuevo conocimiento para el desarrollo e investigación tecnológica de los sistemas de tracción requeridos para los automóviles eléctricos alimentados por baterías.

Por otro lado, en el apartado de la Descripción de la solución propuesta se describen los procedimientos y los cálculos que se presentan en el capítulo cuatro, los cuales justifican la viabilidad del proyecto. El sistema de tracción diseñado incluye la integración de diferentes componentes mecánicos y tecnológicos, los cuales también contribuyen a nuevas oportunidades para la investigación aplicada al sector industrial, específicamente en la industria de la electromovilidad compartida urbana.

En complemento con lo anterior, una innovación tecnológica de este proyecto radica en el desarrollo de un sistema de tracción para automóviles eléctricos alimentados por baterías destinados a la movilidad urbana, los cuales demandan menor potencia y menor velocidad, por lo tanto, si se diseña un sistema de tracción innovador que satisfaga las necesidades de estos automóviles y que posteriormente este sistema de tracción pueda extrapolarse a vehículos eléctricos de mayor potencia y mayor velocidad entonces resulta ser un proyecto altamente potencial para su desarrollo.

En contexto con lo mencionado en los párrafos anteriores, se vislumbra que el mercado potencial y/o los futuros clientes previstos para el sistema de tracción propuesto son los fabricantes de sistemas de tracción para automóviles eléctricos alimentados por baterías. En este sentido, esta tesis propone el registro de una patente para el diseño del sistema de tracción eléctrico desarrollado, basado en el principio de control cooperativo y diferencial electrónico.

A modo de conclusión de este apartado, se observa que en un futuro cercano la combinación de las tendencias tecnológicas y sociales brindan nuevas áreas de oportunidad para el desarrollo de proyectos de investigación en diferentes campos del conocimiento. Por tanto, en esta investigación se aborda el diseño de un sistema de tracción que incluya dos motores tipo BLDC interactuando simultáneamente por medio de un diferencial electrónico, aplicado a un automóvil eléctrico alimentado por baterías, el cual podría ser utilizado para la movilidad compartida urbana o bien otras aplicaciones de movilidad y/o transporte de bienes y servicios que demanden menor potencia y velocidad para un adecuado funcionamiento.

1.1 Descripción del problema

Las actuales condiciones ambientales, las estrictas regulaciones gubernamentales, los incentivos de compra y la tendencia social de la movilidad compartida han promovido que los vehículos eléctricos sean considerados como una solución viable para la movilidad urbana de los usuarios, todo esto en línea con el nuevo paradigma global de sostenibilidad.

Los vehículos eléctricos utilizan motores eléctricos para transformar la energía eléctrica en energía mecánica. Cabe mencionar que los motores eléctricos son una tecnología madura porque son ampliamente utilizados en muchas aplicaciones industriales, estos tienen un torque ideal y curvas características de potencia respecto de la operación del vehículo. En este sentido, la transmisión de un vehículo eléctrico es un sistema más simple, en comparación con la transmisión de un vehículo

convencional de combustión interna. La transmisión de un vehículo eléctrico es prácticamente un reductor convencional, teniendo por lo general solo una relación de velocidad entre la entrada y la salida.

Sin embargo, la alta velocidad rotacional asociada con los motores eléctricos compactos hace necesario tomar en cuenta diferentes factores cuando se diseña un sistema de transmisión para un vehículo eléctrico como son: el diseño de los árboles de transmisión, la selección del método de lubricación, la selección de los rodamientos, entre otros. La consideración de estos componentes mecánicos es abordada en esta tesis, a fin de reducir las pérdidas de potencia, asegurar una buena eficiencia y al mismo tiempo, el control del ruido generado.

Por otro lado, el diferencial mecánico, el cual está presente en todos los vehículos de combustión interna, es un sistema que provee al vehículo la capacidad de cambiar de dirección de forma estable, sin embargo, este no puede ser controlado continuamente. Por lo tanto, la idea de utilizar un diferencial electrónico en este trabajo de investigación resulta ser una aportación relevante porque reduce el número de componentes mecánicos, a diferencia de un diferencial mecánico. También, a través de una red cada vez de mayor número de sensores y datos adquiridos por los propios vehículos es posible controlar de forma independiente la velocidad de rotación de cada rueda motriz de forma continua, lo que supone una mayor seguridad y comodidad cuando el vehículo cambia de dirección en una trayectoria curva.

En consecuencia, en este trabajo de investigación se aborda el diseño de un sistema de transmisión que incluya dos motores sin escobillas de corriente directa (BLDC por sus siglas en inglés), los cuales realizan un trabajo cooperativo e interactúan simultáneamente a través de un diferencial electrónico. El sistema de transmisión es diseñado para ser usado en un prototipo de vehículo eléctrico destinado a la movilidad urbana compartida.

1.2 Justificación

La creciente necesidad de preservar los recursos naturales y reducir los problemas ambientales han sido factores importantes para estimular el interés en el desarrollo de vehículos eléctricos. Estos vehículos ofrecen varias ventajas en comparación con los vehículos de combustión interna, dado que son más eficientes, sin ruido y con un sistema de tracción más simple, en consecuencia, estas ventajas ofrecen al usuario una experiencia de manejo confortable [7].

Por otro lado, en la economía compartida urbana, el enfoque principal no es la propiedad del auto si no el servicio, en este sentido, la movilidad es más importante que ser el dueño de un auto. Este tipo de movilidad puede además tener un efecto positivo en las calles congestionadas y en los estacionamientos de las ciudades. Diferentes estudios muestran que un solo auto compartido puede reemplazar de ocho a 20 vehículos privados. Esta tendencia de movilidad es alimentada por las posibilidades de digitalización. Con el desarrollo de las plataformas en línea, los usuarios pueden utilizar aplicaciones móviles para determinar la disponibilidad y ubicación de los vehículos, así como para reservarlos, y hoy en día también para abrirlos y hacer uso de ellos [3].

Por lo general, en la mayoría de las modalidades de auto compartido el usuario conduce el auto por sí mismo o bien un conductor brinda el servicio, sin embargo, en el futuro cercano, el auto podría ser capaz de manejarse solo. En la actualidad muchos recursos económicos y humanos están siendo destinados para hacer esto posible, no obstante, esto podría ser una realidad después de 2030 [8].

Al mismo tiempo, el uso de los vehículos eléctricos está creciendo rápidamente a partir de que también se están aprovechando múltiples fuentes de energía renovables para proporcionar la energía que estos vehículos requieren, como es la energía solar, eólica, hidráulica, de bio combustibles, etcétera.

Como se menciona en el apartado de Introducción, la mayor desventaja que enfrentan los vehículos eléctricos es su precio, no obstante, muchos países han

electrificado su sistema de transporte. Así, por ejemplo, en Noruega el 46% de sus vehículos de carretera son eléctricos y continúan agregando autobuses eléctricos cada año. Otro ejemplo relevante es el país asiático de Singapur, donde se ha iniciado con los servicios de auto compartido eléctrico [4].

Con respecto a los fabricantes de vehículos eléctricos alimentados por baterías, se puede mencionar al fabricante Tesla quien estima alcanzar 100 billones de dólares en ingresos para 2025. Esta valuación excede a los fabricantes de autos tales como Ford y General Motor, incluso combinados. Hoy en día, la electrificación es considerada como próspera entre los fabricantes automotrices, a pesar de esto, los fabricantes de automóviles aún no están desarrollando automóviles completamente eléctricos, en lugar de ello, los fabricantes están desarrollando automóviles híbridos. El mercado de los BEV está proyectado para alcanzar casi 27 millones de unidades por año para el año 2030. Por lo tanto, los mayores fabricantes de automóviles han fijado su atención hacia el mercado de los autos eléctricos para lograr una participación justa en este mercado [4].

El siguiente aspecto trata de la transición de los trenes motrices de combustión interna a los trenes motrices electrificados, esta transición dependerá del trabajo que realizarán los BEV. Expertos predicen que en 2040 la mayoría de las formas de transporte aprovecharán los motores eléctricos y/o una fuente de energía más limpia, esto para cumplir con las regulaciones ambientales cada vez más estrictas [9]. Por consiguiente, los BEV tienen diferentes aplicaciones, dado que no solo podrían ser utilizados como medio de transporte individual o compartido sino también en aplicaciones comerciales e industriales.

Así, por ejemplo, los autobuses escolares podrían ser vehículos electrificados, dado que trasladan personas en recorridos más cortos, en rutas bien definidas y durante un horario definido de operación. Otras aplicaciones de los BEV son para la entrega de bienes y servicios, asimismo, en aplicaciones industriales con ambientes de trabajo hostiles como su uso en la construcción, minería, agricultura y silvicultura. También, esta amplia variedad de aplicaciones contribuye a la complejidad de la transición de los

vehículos de combustión interna a los vehículos eléctricos alimentados por baterías [9], por consiguiente, la electrificación de los trenes motrices estará en función del panorama de aplicaciones de los BEV, para ello se requieren considerar las regulaciones, legislaciones, obstáculos sociales, económicos y técnicos que aparentemente se oponen a la viabilidad de estos vehículos. Sin olvidar que la infraestructura de red eléctrica, alineadas a las necesidades del transporte, ha empezado a surgir [9].

A continuación, se describen brevemente diferentes aplicaciones de los BEV. Una aplicación está en el área de entregas instantáneas, donde los BEV puede ser utilizados para el intercambio comercial entre proveedores y clientes, y así optimizar las rutas de movilidad, basadas en métricas como es la distancia, energía y pendientes del camino [10]. Otra aplicación está en la electrificación de los vehículos para carga pesada, utilizados para el transporte de bienes y pasajeros. Estos vehículos fabricados a la medida podrían resultar en un menor costo total de la propiedad, menor emisión de contaminantes, mayor capacidad de aceleración y eficiencia energética, en comparación con los vehículos de carga que utilizan combustibles fósiles, especialmente para los servicios de transporte por carretera con distancias cortas [11].

Una aplicación relevante de los BEV consiste en que también podrían ser utilizados como unidades de almacenamiento en redes de distribución de energía, esto para compensar las fluctuaciones en las fuentes de energía renovables, contribuyendo así a la estabilidad del sistema eléctrico y ofreciendo servicios auxiliares para la regulación de la red. Particularmente en el futuro cercano de los países industrializados, donde las energías renovables entregan una parte importante de la producción de energía, en este sentido los BEV podrían desempeñar un papel esencial para captar las variabilidades de los recursos energéticos renovables [12]. Además, los BEV desempeñan un papel importante en la gestión del consumo de energía y en la mejora de la experiencia de uso de vehículos eléctricos en la vida diaria, especialmente en términos medioambientales y eficiencia energética [13]. Finalmente, los avances en las tecnologías de las baterías han permitido ampliar la autonomía de los BEV y mejorar la

densidad de la energía de los vehículos eléctricos, haciéndolos viables para el transporte de personas, de bienes y servicios, y su uso en aplicaciones industriales donde se requiere de un buen funcionamiento en ambientes de trabajo hostiles [14]. La figura 1.1 muestra algunas de las posibles aplicaciones de un tren motriz electrificado. Cabe mencionar que el diseño realizado en esta investigación es viable para vehículos destinados a trabajo agrícola e industrial como son cosechadoras y vehículos para jardinería, limpieza y recolección de basura en calles de una ciudad, asimismo, el diseño también puede ser aplicado en carros de golf y cortadoras de césped. Estas aplicaciones del tren motriz diseñado se justifican porque son ambientes de trabajo con recorridos relativamente cortos, en rutas bien definidas y durante un horario definido de operación, lo cual se traduce en una reducción de costos y además resulta ser seguro y confiable para la ejecución de los trabajos mencionados.

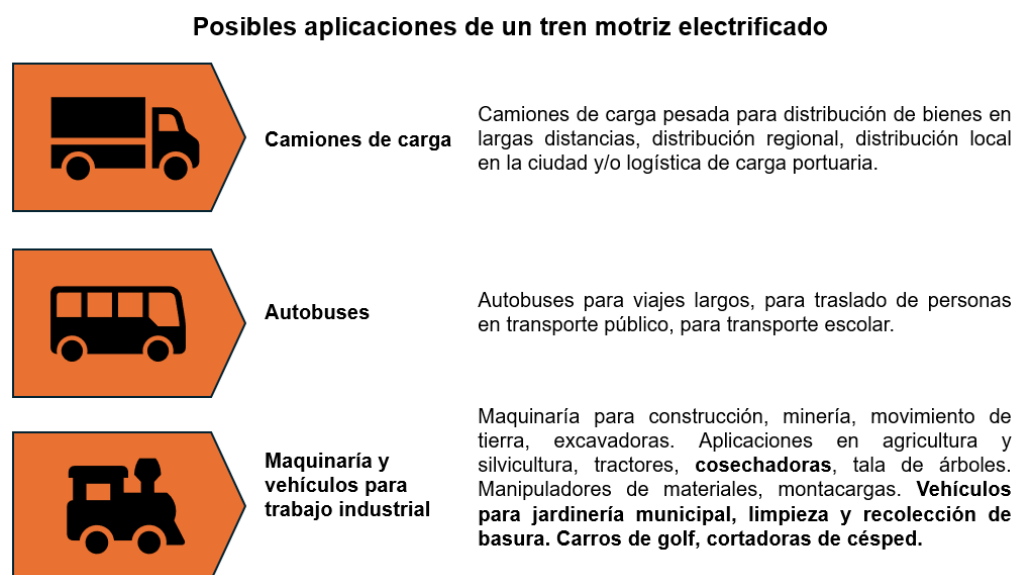


Figura 1.1 Posibles aplicaciones de un tren motriz electrificado [9]

A modo de conclusión de este apartado, se podría concluir que los BEV tienen muchas ventajas y beneficios en comparación con los autos de combustión interna y los automóviles híbridos, por ello, la tecnología de los BEV está siendo optimizada para reducir el costo del producto. Asimismo, el desempeño de los BEV está mejorando cada año, por lo tanto, es inevitable que los BEV serán incluidos en la transportación de bienes

y servicios, y también en aplicaciones agrícolas e industriales donde se destaca que los BEV podrían ser utilizados para compensar las fluctuaciones en las fuentes de energía renovables. Esto sin olvidar que los BEV inicialmente están dirigidos como vehículos de transporte urbano, por consiguiente, estos vehículos requieren diseños de sistemas de tracción cada vez más eficientes que brinden al usuario final una experiencia de manejo confortable.

1.3 Objetivo general

Diseñar un sistema de transmisión para un prototipo de vehículo eléctrico con tracción trasera, destinado a la movilidad compartida urbana, a partir de dos motores BLDC conectados a las ruedas motrices por medio de un sistema de transmisión de cadenas, que interactúen simultáneamente por medio de un diferencial electrónico.

1.4 Objetivos particulares

- 1) Analizar el funcionamiento de un diferencial electrónico aplicado a vehículos eléctricos de tracción trasera.
- 2) Determinar la estrategia de sincronización y control de velocidad de las ruedas motrices bajo el enfoque del diferencial electrónico para obtener parámetros de diseño mecánico.
- 3) Diseñar el sistema mecánico para el sistema de tracción de un prototipo de vehículo eléctrico con tracción trasera, considerando un esquema de motor BLDC por cada rueda motriz.
- 4) Diseñar los componentes mecánicos requeridos por el sistema de tracción para el funcionamiento adecuado de la transmisión de un vehículo eléctrico.

1.5 Alcance y Limitaciones

En esta sección se presentan los alcances y las restricciones que acotan el presente trabajo y que se consideran necesarias para lograr el objetivo planteado. La tesis se delimita a los siguientes puntos:

Alcances.

- a) Diseño mecánico de un sistema de transmisión para un prototipo de vehículo eléctrico con tracción trasera, destinado a la movilidad urbana, que utilice dos motores tipo BLDC independientes (uno para cada rueda motriz) que interactúen simultáneamente a través de un diferencial electrónico.
- b) Uso del chasis del vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2, disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica, con el fin de adaptar el nuevo sistema de tracción; el cual tendrá la ventaja de ser montado y desmontado en el vehículo mencionado, permitiendo que el vehículo todo terreno disponga de dos sistemas de tracción y el usuario final utilice el sistema de tracción en función de su necesidad de movilidad.
- c) Cálculo analítico de la velocidad máxima que el vehículo alcanzará con el sistema de transmisión desarrollado.
- d) Cálculo analítico del torque resultante en las ruedas motrices. Este cálculo también permitirá crear el diagrama de tracción requerido para estimar la velocidad máxima que el vehículo alcanzará en un camino sin pendiente y con una pendiente del 10%.
- e) Solicitud de patente del sistema de transmisión diseñado.

Limitaciones.

El presente proyecto, se enfoca esencialmente en el diseño mecánico del sistema de transmisión para vehículo eléctrico con motores BLDC independientes, el cual se basa en un diferencial electrónico. Sin embargo, la sección referente al diferencial electrónico, tanto su diseño como simulación no se ha considerado como entregable. No obstante, es importante mencionar que se han tomado en cuenta las características de esta parte del auto eléctrico para el diseño de la transmisión.

1.6 Descripción de la solución

Esta investigación aporta nuevo conocimiento para el desarrollo e investigación tecnológica de los sistemas de transmisión requeridos para los automóviles eléctricos alimentados por baterías. La aportación de la tesis al campo del conocimiento se centra en el diseño y la emulación de un sistema de transmisión para un prototipo de vehículo eléctrico, el cual incluye dos motores BLDC interactuando simultáneamente por medio de un diferencial electrónico. El prototipo de automóvil eléctrico propuesto está destinado en principio para la movilidad urbana, los cuales demandan menor potencia y velocidad. No obstante, este sistema de transmisión también podría ser utilizado en otras aplicaciones de movilidad y/o transporte de bienes y servicios que demanden menor potencia y velocidad para un adecuado funcionamiento. Por lo tanto, si se diseña un sistema de tracción innovador que satisfaga las necesidades de estos automóviles y que posteriormente este sistema de tracción pueda extrapolarse a vehículos eléctricos de mayor potencia y velocidad entonces resulta ser un proyecto altamente potencial para su desarrollo.

En este sentido, se ha establecido una metodología para realizar la consigna de diseñar un sistema de transmisión innovador. En primera instancia se realiza una revisión bibliográfica suficiente para tener un amplio panorama general de la evolución de los vehículos eléctricos y su proyección de crecimiento en el mediano y largo plazo. Asimismo, se realiza una revisión bibliográfica respecto a los sistemas de transmisión de dos velocidades utilizados en vehículos eléctricos. El tópico de la movilidad compartida urbana también es abordado en esta revisión bibliográfica.

A partir de que el sistema de transmisión a diseñar incluye dos motores eléctricos independientes tipo BLDC, entonces también se realiza una revisión bibliográfica de los sistemas de transmisión con motores BLDC. Cabe mencionar que la revisión bibliográfica permite identificar las diferentes configuraciones de tren motriz disponibles para un vehículo eléctrico.

En este trabajo de investigación se utiliza una configuración dual de motor, es decir, cuando el vehículo recorra una trayectoria curva, los dos motores son operados a diferentes velocidades e interactúan simultáneamente a través de un diferencial electrónico.

Otros trabajos de investigación relacionados con el diseño de prototipos de vehículos eléctricos para la movilidad urbana con dos motores independientes también son analizados en la revisión bibliográfica, a fin de considerar los avances tecnológicos realizados, previos al desarrollo de esta investigación. También, esta revisión bibliográfica permite identificar las áreas de oportunidad y futuros desarrollos tecnológicos que podrían ser desarrollados a partir de la experiencia adquirida en la presente tesis.

En segundo lugar, se analizan con mayor detalle los tipos de transmisión multivelocidad empleados en vehículos eléctricos. Estas transmisiones pueden ser: de velocidad única de relación de transmisión fija, de doble embrague de dos velocidades, de doble velocidad, y continuamente variable. Estas transmisiones utilizan un diferencial mecánico, por consiguiente, en esta investigación se reemplaza el diferencial mecánico por un diferencial electrónico, el cual ayuda significativamente con la reducción del peso del vehículo y ofrece un recorrido confortable para los usuarios cuando el vehículo circula en una trayectoria curva.

Los parámetros que se requieren considerar para el desarrollo de un diferencial eléctrico son analizados en esta investigación, estos parámetros incluyen el cálculo de la velocidad crítica de un vehículo en curvas y la comprensión del modelo geométrico de Ackerman, así como la determinación de los ángulos, velocidades de rotación de las ruedas motrices y la velocidad de rotación que el motor eléctrico debe proveer a la entrada de la transmisión a diseñar. Es importante mencionar que el desarrollo del diferencial electrónico no está en el alcance de esta tesis, sin embargo, es importante comprender su funcionamiento a fin de que pueda proveer correctamente a los motores eléctricos la información necesaria, de modo que puedan compensar adecuadamente la velocidad de entrada en la transmisión, y como resultado se tenga

un adecuado recorrido del vehículo en una trayectoria curva.

Con el fin de tener una mayor comprensión respecto al sistema de transmisión a diseñar y seleccionar adecuadamente los componentes mecánicos a utilizar, se realiza el modelado CAD de una transmisión innovadora de dos velocidades desarrollada por la empresa canadiense Inmotive Inc. Aun cuando esta transmisión es reportada como eficiente en los resultados reportados en pruebas vehiculares, la fabricación de sus componentes mecánicos que integran esta transmisión, específicamente el engrane particionado que utiliza resulta ser costoso dado la precisión de maquinado que se requiere para su ensamble y funcionamiento de la transmisión, la sección 3.4 presenta con mayor detalle el modelo CAD desarrollado.

Posteriormente, se realiza el diseño del sistema de tracción con dos motores BLDC considerando las fuerzas longitudinales que actúan en un vehículo que se desplaza en un camino inclinado, esto considerando la plataforma del vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2 disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica. La razón de utilizar este vehículo es porque en el mediano plazo se pretende construir el sistema de tracción diseñado y así validar experimentalmente los cálculos analíticos y los resultados numéricos desarrollados en esta investigación. Componentes del vehículo actual Go Kart tales como el chasis y árbol de transmisión son reutilizados para la construcción posterior de un prototipo académico de vehículo eléctrico con tracción trasera que incluya dos motores BLDC y un diferencial electrónico, esto con el fin de demostrar la función, el desempeño y la eficiencia del sistema de tracción desarrollado en este trabajo de investigación.

Para el diseño del sistema de transmisión propuesto se utiliza software CAD, esto permite diseñar y ensamblar los componentes mecánicos, motores BLDC en el chasis del vehículo Go Kart actual. El ensamble tridimensional con software CAD asegura la correcta posición de los componentes que integran el sistema de transmisión diseñado, previniendo colisiones de los componentes cuando se construya el prototipo del vehículo eléctrico en el mediano plazo.

Asimismo, también se analizan las curvas características de los motores, del motor de combustión interna del Go Kart actual y del motor BLDC que se utiliza en el sistema de transmisión propuesto. Este análisis permite conocer el torque máximo que dispone cada motor BLDC y así determinar si el sistema de transmisión será capaz de mover el vehículo bajo ciertas condiciones de carga. La transmisión del torque y la potencia de los motores BLDC a las ruedas motrices es través de cadenas transmisión, se utiliza dos etapas de relación de transmisión por cadena, adicionalmente se calculan analíticamente las velocidades angulares que se obtienen en los árboles de transmisión de las ruedas motrices y estas velocidades angulares se validan numéricamente con software especializado.

También se determina el cálculo de la velocidad máxima que el vehículo alcanza, esta velocidad máxima es validada a través de un diagrama de tracción, generado con el apoyo de hoja de cálculo paramétrica en excel, la cual permite también conocer la fuerza y el torque de tracción disponible en las ruedas de tracción, esto considerando las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento del vehículo eléctrico.

En contexto con lo anterior y a partir de la metodología a seguir para alcanzar los objetivos establecidos en esta investigación, es posible diseñar un sistema de transmisión innovador para un prototipo académico de vehículo eléctrico alimentado por baterías, destinado a la movilidad compartida urbana, que utilice dos motores independientes tipo BLDC (uno para cada rueda motriz). Los motores de accionamiento realizarán un trabajo colaborativo a través de un diferencial electrónico.

1.7 Organización de la tesis

El diseño de esta tesis doctoral sigue una estructura de capítulos, la tesis está constituida por cinco capítulos y las referencias se presentan después del anexo. A continuación, se describe de forma general el diseño de los capítulos:

Capítulo 1

El primer capítulo muestra en primer lugar un panorama general de las tendencias clave como son la movilidad compartida urbana y la electromovilidad con los vehículos eléctricos alimentados por baterías. A continuación, se presentan la descripción del problema, justificación, objetivo general y particulares, así como, alcances y limitaciones y la metodología empleada para alcanzar el objetivo establecido en esta investigación.

Capítulo 2

En el segundo capítulo se abordan más a fondo los tópicos relacionados con vehículos eléctricos alimentados por baterías, transmisiones de dos velocidades utilizadas en vehículos eléctricas, movilidad compartida urbana, sistemas de tracción con dos motores BLDC y diferencial electrónico. Este capítulo muestra un panorama global de los tópicos mencionados.

Capítulo 3

El tercer capítulo aborda con mayor profundidad los diferentes tipos de transmisión utilizadas en vehículos eléctricos y también las ecuaciones necesarias para determinar la velocidad crítica en curvas y el modelo geométrico de Ackerman para estimar si el vehículo entrará en una condición crítica de subviraje que ponga en peligro la vida de los pasajeros.

Capítulo 4

En el capítulo cuatro se presenta el diseño mecánico y los cálculos del sistema de transmisión desarrollados en esta investigación. En este capítulo también se incluye el torque resultante en las ruedas motrices, así como el diagrama de tracción requerido para estimar la velocidad máxima que el vehículo alcanzará en un camino con pendiente y sin pendiente.

Capítulo 5

Por último, en el capítulo cinco se abordan las conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros a partir de los resultados obtenidos en los análisis y cálculos desarrollados en la investigación, así como el apéndice que muestra el cálculo de tiempo que el vehículo requiere para alcanzar la velocidad máxima, el anexo que muestra la solicitud de la patente del sistema de transmisión diseñado y finalmente las referencias consultadas que sirvieron como apoyo durante el desarrollo de la investigación.

Capítulo 2.

2. Estado del Arte

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica de los temas de: vehículos eléctricos alimentados por baterías, sistemas de tracción de dos velocidades en vehículos eléctricos, movilidad compartida urbana, sistemas de tracción con dos motores BLDC y diferencial electrónico en sistemas de tracción con dos motores BLDC. La revisión bibliográfica mostrada en este capítulo permite tener un panorama general de los temas antes mencionados, posteriormente, en el siguiente capítulo se aborda con mayor profundidad los sistemas de transmisión con engranajes de dos velocidades utilizados en vehículos eléctricos.

2.1 Vehículos eléctricos alimentados por baterías

El inevitable agotamiento de los combustibles fósiles en el mediano plazo y el alto nivel de la contaminación del aire producido por los vehículos de combustión interna, han promovido que otras soluciones para la movilidad urbana sean continuamente investigadas en las últimas décadas. Las situaciones mencionadas, han impulsado que los vehículos eléctricos e híbridos (EV y HEV por sus siglas en inglés) sean presentados como una buena solución alternativa para enfrentar estas situaciones [15].

En las grandes áreas urbanas donde la calidad del aire y los problemas de tráfico son críticos, los vehículos con sistemas de tracción eléctrica son la mejor solución para el transporte personal, esto porque satisfacen los requerimientos de operación en las calles urbanas, como son: baja velocidad (40-60 km/h), tamaño pequeño y suficiente autonomía para traslados en áreas urbanas [15].

Asimismo, las Naciones Unidas opinan que en 2050 dos terceras partes de la población mundial vivirá en las ciudades [16], por lo tanto, se necesitará que los medios de movilidad urbana sean más eficientes y también sean amigables con el medio ambiente, buscando cero emisiones de contaminantes causadas por el sector de

transporte. Por tanto, una alternativa potencial a considerarse para lograr estos importantes retos consiste en implementar autos eléctricos eficientes para los usuarios de la movilidad urbana compartida.

También es importante mencionar que los BEV representan una importante oportunidad de negocio para los OEM siempre que se comercialicen en subsegmentos específicos para maximizar su potencial. No obstante, la adopción de los BEV entre los consumidores aún ha sido baja a pesar de existir ofertas sólidas como son los modelos Nissan Leaf y el Tesla Modelo S. Esto es a causa de un número de factores atenuantes como las regulaciones gubernamentales, falta de infraestructura y otras preocupaciones de los consumidores. Sin embargo, los vehículos eléctricos han tenido mejor aceptación que los autos híbridos en sus inicios [17].

Además, el tamaño global de los vehículos eléctricos está proyectado para crecer de 4 millones 93 mil unidades en 2021 a 34 millones 756 mil unidades en 2030, esto significa una Tasa de Crecimiento Anual Compuesto (CAGR, por sus siglas en inglés) de 26.8%. Los factores que contribuyen a esta proyección es la implementación de regulaciones más estrictas para las emisiones contaminantes de los vehículos, en este sentido, los vehículos de cero emisiones resultan ser una opción viable para este propósito. Así mismo, los gobiernos promoverán subsidios y devoluciones de impuestos a los OEM para que estos provean de vehículos eléctricos a todo el mundo [18]. La figura 2.1 muestra el pronóstico de crecimiento para el mercado de los vehículos eléctricos.



	2021 , 4 millones 93 mil unidades	2030 , 34 millones 756 mil unidades
<p>El crecimiento del mercado en Asia Pacífico puede ser atribuido a la demanda creciente de vehículos eléctricos en la región, especialmente en Corea del Sur, China y Japón; y presencia de fabricantes de equipos originales, líderes en el mercado de la región</p>	<p>Se espera que el mercado mundial de vehículos eléctricos represente 34 millones 756 mil unidades vendidas en 2030, creciendo a una Tasa de Crecimiento Anual Compuesto del 26.8% durante el período previsto.</p>	
	<p>El crecimiento de este mercado puede ser atribuido a la demanda creciente de vehículos de bajas emisiones, de mayor autonomía</p>	<p>Continuos desarrollos tecnológicos en vehículos eléctricos ofrecen oportunidades lucrativas para los participantes de este mercado en la siguiente década</p>
	<p>El crecimiento del mercado en Europa es atribuido a la creciente demanda de vehículos de baja emisión y apoyo gubernamental para su uso en la región</p>	

Figura 2.1 Pronóstico de crecimiento en el mercado de vehículos eléctricos [18]

Todavía cabe señalar que los gobiernos alrededor del mundo están realizando importantes inversiones para desarrollar estaciones de carga para los BEV. El mercado en Asia Pacífico (integrado por China, Japón, Singapur, Corea del Sur y resto de Asia Pacífico) está proyectado para experimentar un crecimiento continuo y estable, mientras que los mercados de Norte América (integrado por Estados Unidos, Canadá y México), Europa (integrado por Alemania, Francia, Reino Unido, Países Bajos, Noruega y resto de Europa), Latinoamérica, Medio Oriente y África son mercados en crecimiento principalmente para el segmento de los vehículos de pasajeros y de carga ligera [19]. Adicionalmente, el mercado de los BEV está dominado por los fabricantes claves como Tesla, NIO, Volkswagen AG, BMW Group, Nissan Motors y Toyota, de ahí que la clasificación del mercado ha sido derivada al considerar un cierto porcentaje de los ingresos por segmentos de cada una de las compañías mencionadas. Estas empresas también ofrecen amplios portafolios de productos y soluciones para la industria automotriz. Además, tienen fuertes redes de distribución a nivel mundial e

invierten fuertemente en Investigación y Desarrollo (R&D) para desarrollar nuevos productos [18].

En este contexto, se infiere que para los siguientes años se fabricarán millones de automóviles eléctricos alrededor del mundo, por tanto, los centros de desarrollo de los fabricantes de sistemas de tracción para automóviles eléctricos estarán innovando continuamente para crear sistemas de tracción más eficientes y sobre todo con un menor costo a fin de contribuir con la reducción de costos de los automóviles eléctricos y así puedan ser asequibles para la mayoría de la población, por lo tanto, esto resulta ser una ventana de oportunidad para contribuir en la investigación y desarrollo de los sistemas de tracción para automóviles eléctricos alimentados por baterías.

De acuerdo con la información presentada en este apartado se vislumbra un panorama prometedor para el mercado de los BEV, con un alto crecimiento en los volúmenes de fabricación para las diferentes regiones del mundo. Esto se traduce en una oportunidad importante para la continua innovación de los sistemas de tracción que demandarán los vehículos eléctricos alimentados por baterías.

2.2 Transmisión de dos velocidades en vehículos eléctricos

El tipo de transmisión que tiene un automóvil depende de factores como la posición del motor y del eje o ejes que reciben la transmisión motriz. Si el eje delantero es el que recibe la transmisión de movimiento, se denomina tracción delantera, mientras que si es el eje trasero se denomina propulsión o tracción trasera. Si los dos ejes son motrices opcionalmente, o fijos, el vehículo se denomina de propulsión o tracción total, comúnmente llamada 4x4. Las combinaciones entre motor y ejes motrices configuran el tipo de transmisión. Los elementos de la transmisión para las distintas configuraciones emplean los mismos principios de funcionamiento, pero en su construcción serán distintos [20]. La figura 2.2 muestra las configuraciones entre motor y ejes motrices empleados en automóviles.

A su vez, uno de los beneficios de los vehículos eléctricos alimentados por baterías es la simplicidad de sus trenes motrices. Con tan solo un par de engranes

reductores entre el motor de tracción y la relación de transmisión final es posible minimizar la lista de componentes y el costo del tren motriz, con un desempeño aceptable [21]. No obstante, los vehículos eléctricos alimentados por baterías con ciclos de trabajo más exigentes, todo terreno o de alto desempeño están impulsando el desarrollo de soluciones de multi-velocidad, por ejemplo, el fabricante de vehículos eléctricos Tesla desarrolló su primera solución de dos velocidades, aunque sin éxito, en 2007. Posteriormente, Tesla en conjunto con la empresa estadounidense BorgWarner desarrolló una caja de transmisión de dos velocidades para su uso en un auto de turismo [21]. La figura 2.3. muestra la evolución de los vehículos de turismo (Roadster) Tesla, donde se muestra la incorporación de una caja de transmisión de dos velocidades en la primera generación del vehículo, lanzada al mercado en 2006.

Desde entonces, los vehículos eléctricos alimentados por baterías con dos velocidades se han convertido en autos con volúmenes de producción bajos, como Porsche, Rimac, BMW, por mencionar algunos. En este sentido, los fabricantes de equipo original (OEMs, por sus siglas en inglés) de todo el mundo, tienen una demanda creciente para una solución de vehículos eléctricos con dos velocidades que brinde una relación de transmisión mejorada, una importante mejora en las características de desempeño y la oportunidad para reducir los costos como consecuencia de la disminución del tamaño de los motores y las baterías [21].

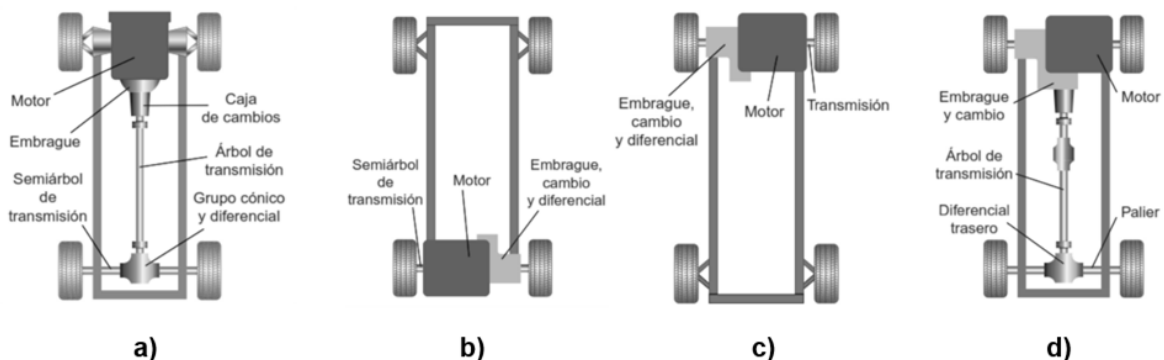


Figura 2.2 Configuraciones de transmisiones empleadas en vehículos, donde a) Motor delantero longitudinal y propulsión trasera, b) Motor y propulsión traseros, c) Motor y tracción delanteros, d) Tracción total [20]

	Vehículo de turismo	Vehículo de turismo 1.5	Vehículo de turismo 2.0	Vehículo de turismo 2.5	Vehículo de turismo deportivo 2.5	Vehículo de turismo R80 (3.0) actualización
Año de introducción	2006	2007	2009	2010	2010	2014
Transmisión	2 velocidades, fabricante Magna, bloqueo en 2da velocidad, relación 2.17:1	1 velocidad, fabricante BorgWarner, relación 8.27:1				
Potencia	248 hp (185 kW)		288 hp (215 kW)			
Torque	180 lb-ft (240 Nm)	273 lb-ft (370 Nm)	280 lb-ft (380 Nm)		295 lb-ft (400 Nm)	280 o 295 lb-ft (380 o 400 Nm)
Batería	53 kWh					80 kWh
Autonomía	200 a 250 mi (320 a 400 km)	231 mi (372 km)	244 mi (393 km)			400 mi (640 km)
Cd	0.36					0.31
0-60 mph	5.7 s	4 s	3.9 s		3.7 s	
Peso en vacío	2 690 lb (1 220 kg)	2 877 lb (1 305 kg)	2 727 lb (1 237 kg)			
Velocidad máxima	Arriba de 130 mph (210 km/h)	125 mph (201 km/h)				
Precio base, USD	\$80,000 - \$120,000	\$98,950	\$109,000	\$110,950	\$128,500	\$29,000 actualización

Figura 2.3 Evolución del vehículo de turismo Tesla [22]

A partir del contexto anterior, es claro que hay una creciente demanda en cuanto a los sistemas de transmisión de dos velocidades o más para los vehículos eléctricos, esto porque los sistemas de transmisión de al menos dos velocidades son adecuados para los requerimientos de cargas máximas y permiten ajustar el tamaño correcto del motor eléctrico. Cabe mencionar que en un vehículo eléctrico típico con dos engranes helicoidales reductores, la flecha de salida del motor eléctrico gira alrededor de nueve veces por cada revolución de las ruedas motrices.

Por otro lado, y con la finalidad de tener mayor contexto en los sistemas de transmisión, a continuación, se presenta la transmisión de dos velocidades desarrollada por la empresa alemana ZF. El prototipo desarrollado está propuesto para alcanzar más de 200 km/h en comparación con las transmisiones de una velocidad que alcanzan una velocidad de alrededor de 160 km/h a partir de un motor eléctrico de 140 kW, como se muestra en la figura 2.4. El objetivo de este diseño es mantener el punto óptimo de la eficiencia del motor para reducir la velocidad de rotación del motor. Esta empresa menciona que con mayor margen de eficiencia es posible utilizar una batería más pequeña, lo cual se traduce en una reducción de costo y peso [23].



Figura 2.4 Sistema de transmisión de dos velocidades, desarrollado por la empresa alemana ZF [23]

Asimismo, entre los desarrollos actuales de sistemas de transmisión de dos velocidades se encuentra el sistema de transmisión desarrollado por la empresa canadiense Inmotive Inc., conocido como *Ingear unit*, la cual, es una transmisión innovadora de dos velocidades con engranes particionados en segmentos que

permiten mantener el motor y la velocidad de las ruedas sincronizadas en todo momento, como se muestra en la figura 2.5. Adicionalmente, el diferencial de este sistema de tracción está anidado dentro de los engranajes [21].



Figura 2.5 Sistema de tracción de dos velocidades, desarrollado por la empresa canadiense Inmotive Inc. [21]

Los sistemas de transmisión mencionados anteriormente muestran que hay una necesidad creciente en desarrollar sistemas de tracción, que sean cada vez más eficientes, con relaciones de transmisión más amplias y que permitan reducir el peso del vehículo, a través de la reducción en el tamaño de las baterías, los motores eléctricos, y otros componentes requeridos para los vehículos eléctricos.

No obstante, otros sistemas de tracción que aún tienen mucho potencial para ser explorados son los sistemas de tracción trasera que incluyan dos motores del tipo BLDC, acoplado uno en cada rueda motriz por medio de una transmisión de banda-polea para reducir la relación de velocidad de la flecha de salida del motor BLDC. Estos motores requieren funcionar simultáneamente por medio de un diferencial electrónico a fin de proveer la suficiente fuerza de empuje para vencer las fuerzas resistivas que requiere vencer un automóvil.

Por lo tanto, la contribución de esta investigación radica en el desarrollo y optimización de los sistemas de tracción trasera que los autos eléctricos alimentados por baterías requieren, todo esto a partir de que se vislumbra un futuro prometedor para la electromovilidad compartida urbana y el uso de los autos eléctricos.

2.3 Movilidad compartida urbana

El ritmo y las exigencias de la sociedad actual exigen una alta movilidad y por tanto, se requiere disponer de servicios de transporte confiables para realizar las actividades diarias [24].

Por otro lado, el transporte es un factor clave para determinar la calidad de vida y una movilidad económica. Estudios recientes indican que los salarios y nivel socioeconómico más bajos están asociados con viajes más largos entre los hogares y los centros de trabajo de las generaciones más jóvenes [24]. La disponibilidad de transporte tiene un impacto significativo en el acceso a los empleos, vivienda, cuidado de la salud, educación y conservación de las conexiones sociales.

Una alternativa viable para la problemática mencionada en el párrafo anterior es el uso de la movilidad compartida, la cual puede dar mayor acceso al transporte y es beneficiosa para las comunidades. La movilidad compartida, es definida como el uso compartido de un vehículo, bicicleta u otro modo de transporte y es un sector en expansión de la economía compartida. En lugar de tener la propiedad, la movilidad compartida permite al usuario un acceso de corto plazo al transporte según lo requiera [24].

Con el tiempo, el método de como el usuario utiliza la movilidad compartida ha cambiado para satisfacer las necesidades de transporte y adaptarse a los cambios y preferencias de la era digital. La movilidad compartida también incluye servicios de viaje bajo demanda. Más aún, la integración de la movilidad compartida con la tecnología brinda una mejora significativa en sus servicios, como resultado, la movilidad compartida se convirtió en un digno rival de la industria tradicional del transporte, y finalmente desplazarla gradualmente. Un ejemplo de la preferencia por la tecnología se puede ver en la interrupción de los taxis tradicionales, con la llegada de empresas como Uber y Lyft en la ciudad de Nueva York, EUA, a principios de 2010 [24].

Por otro lado, las aplicaciones móviles tienen habilitado el posicionamiento en tiempo real que proporciona información para una planificación de viajes más detallada y completa, lo cual reduce los tiempos de espera y hace que sus servicios se sientan más confiables para los usuarios. A través de la tecnología, el acceso al transporte ha evolucionado en múltiples formas, permitiendo al usuario ser multimodal, lo cual significa que el individuo empleará diferentes formas de transporte para satisfacer sus necesidades de movilidad.

Además, la generación del milenio (del inglés *millennial generation*) es una generación inmensamente multimodal, esto porque constituye la mayoría de la fuerza laboral y su comportamiento en el uso del transporte afecta la viabilidad de la movilidad compartida. Por consiguiente, el acceso a la movilidad es ahora más importante que la propiedad de la movilidad privada. Este cambio de preferencia ha dado lugar a la aceptación y al aumento de la demanda de movilidad compartida, permitiendo que más comercios y empresas se especialicen en este sector de la economía compartida.

Por otro lado, el vehículo compartido se refiere a un modelo de alquiler en el que las personas pueden acceder a un vehículo durante un tiempo limitado, generalmente pagado por hora o por kilómetros recorridos [24]. El vehículo compartido moderno se puede dividir en dos subgrupos: 1) el modelo de ida y vuelta y 2) el modelo unidireccional. En el subgrupo de ida y vuelta se requiere que el vehículo sea regresado al mismo lugar donde fue adquirido.

Más aún, el modelo unidireccional se puede dividir en dos secciones: flotante libre y basada en estación. El modelo flotante libre permite al usuario recoger el vehículo en un punto de interés y dejarlo en otro, siempre que el punto de entrega esté dentro del área de operación geolocalizada. Por el contrario, el uso compartido de vehículos basado en estaciones requiere que el usuario devuelva el vehículo en una estación designada, este modelo es menos flexible que el modelo flotante libre. Sin embargo, los expertos mencionan que el modelo unidireccional está creciendo en popularidad. También, tan solo en 2017 había en Norteamérica 39 programas de automóvil compartido con 1.9 millones de usuarios de vehículo compartido y una flota

colectiva en operación de 24 629 vehículos [24], por lo que a la fecha la cantidad de usuarios de vehículos compartidos y flotilla incrementaron significativamente.

Por otro lado, el rol de los vehículos eléctricos (EVs) en prospectiva de movilidad sustentable es relevante para todos los modos de transporte, incluyendo el vehículo compartido (CS, *car sharing* por sus siglas en inglés), particularmente en las áreas urbanas densamente pobladas, esto para reducir el número de vehículos convencionales con motores de combustión interna [25]. El uso compartido de vehículos experimentó un crecimiento constante durante la década de 1990, y fue revolucionado con la llegada de los servicios de Internet móvil y dispositivos.

Hoy en día, las empresas de vehículos compartidos enfrentan mayores requerimientos y amplían constantemente sus áreas de operación. En este sentido, es evidente que la combinación de CS y movilidad eléctrica (e-mobility) ofrece un modo prometedor de transporte individual para la movilidad compartida urbana.

El estudio realizado por Illgen [25] indica que los vehículos compartidos representan un modelo de negocio que podría beneficiarse de las características típicas de la movilidad eléctrica. Además, existe la expectativa de que la infraestructura para la recarga de baterías crezca más rápido en las zonas urbanas. Sin embargo, el mercado de los vehículos compartidos eléctricos también depende de factores externos, por ejemplo, los subsidios gubernamentales para la compra de un vehículo eléctrico y el comportamiento de los precios en los combustibles fósiles y en la electricidad. Estos factores podrían obstaculizar o promover la adopción de los vehículos compartidos eléctricos.

A modo de conclusión de esta sección, se podría decir que el vehículo compartido se destaca como una aplicación perfecta para los vehículos eléctricos, dado que el servicio de vehículo compartido, contratado por aplicaciones móviles, está experimentando un crecimiento contante para la movilidad compartida urbana.

2.4 Sistemas de transmisión con motores BLDC

El motor eléctrico es el principal componente de un sistema de transmisión de un vehículo eléctrico, por tanto, seleccionar el motor adecuado es muy importante. Actualmente existen siete tipos de motores disponibles para los sistemas de propulsión de los autos eléctricos: a) motor con escobillas de corriente directa, b) motor sin escobillas de corriente directa (BLDC, por sus siglas en inglés), c) motor de inducción, d) motor de reluctancia sincrónica, e) motor de reluctancia conmutada, f) motor de imán permanente y g) motor de inversión de flujo [26] [27]. La figura 2.6 muestra las tecnologías de los motores para vehículos eléctricos descritos.

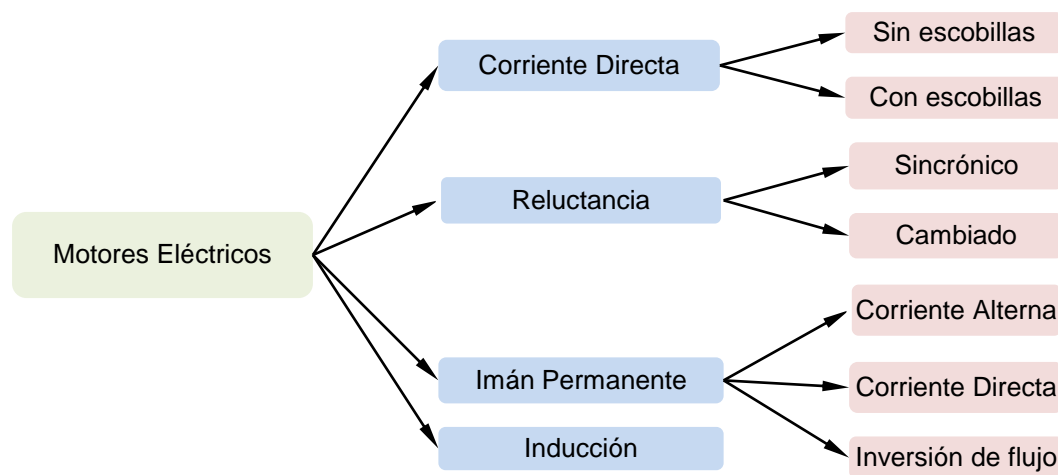


Figura 2.6 Tecnologías de motores eléctricos actualmente disponibles para vehículos eléctricos [27]

Los motores BLDC se caracterizan por su capacidad de ofrecer un mayor torque y una mayor densidad de potencia, en conjunto ofrecen una mayor confiabilidad y eficiencia. También, son compactos, tienen una larga vida de operación, alta respuesta dinámica, mejor curva característica de velocidad versus torque y no generan ruido durante su operación. Por lo tanto, los motores BLDC son preferidos para aplicaciones en vehículos eléctricos [26], la figura 2.7 muestra el diseño interior de un motor BLDC.

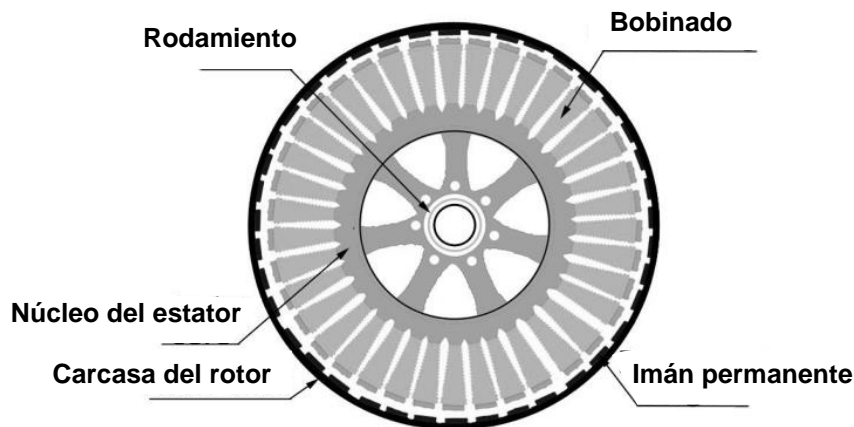


Figura 2.7 Diseño interior de un motor BLDC [27]

Sin embargo, algunas desventajas asociadas a un motor BLDC incluyen: alto costo, intervalo reducido de potencia constante a causa del limitado debilitamiento del campo, precauciones de seguridad por los imanes de tierra raros, desmagnetización de los imanes y una capacidad pobre de alta velocidad [28].

Por otra parte, un vehículo completamente eléctrico utiliza solo energía eléctrica para su sistema de tracción. Actualmente, existen seis diferentes tipos de configuraciones para el tren motriz de un vehículo eléctrico, como se muestra en la figura 2.8a-f, los componentes que integran el tren motriz son: motor eléctrico (M), diferencial (D), engranaje fijo (FG, por sus siglas en inglés) y caja de engranajes o de cambios (GB, por sus siglas en inglés). Cabe mencionar que estas configuraciones de tren motriz son similares tanto para los BEV como para los FCEV [28].

En la figura 2.8a, el sistema de tracción eléctrico reemplaza el tren motriz convencional de un vehículo de combustión interna. La caja de cambios controla la relación de potencia (torque) – velocidad para igualar el requerimiento de carga. En la figura 2.8b se quita el embrague y se reemplaza la caja de cambios por un engranaje fijo, estos cambios reducen el tamaño y peso de la transmisión mecánica, y por tanto simplifican el control del tren motriz [28]. Sin embargo, se observa que aún utiliza un diferencial mecánico.

La configuración mostrada en la figura 2.8c es similar al tren motriz mostrado en la figura 2.8b, y es el más comúnmente utilizado por los modernos vehículos eléctricos. La figura 2.8d muestra la configuración dual de motor en la cual dos motores son operados a diferentes velocidades en una trayectoria curva y proveen las características de un diferencial, esto para reducir la transmisión mecánica, y el motor eléctrico puede ser colocado dentro de las ruedas como se muestra en la figura 2.8e [28]. Esta configuración también es conocida como configuración de tracción directa a la rueda.

Hoy en día existe el requerimiento de un sistema de tracción compacto que elimine el uso de engranajes y diferencial mecánico en el tren motriz, en su lugar se coloca un motor de accionamiento directo en la ubicación exacta donde el torque es requerido, este tipo de configuración de motor de accionamiento directa se muestra en la figura 2.8f, la cual simplifica el diseño mecánico. El sistema de tracción diseñado en este trabajo de tesis utiliza una configuración similar a la mostrada en la figura 2.8d, sin embargo, no se utilizan engranajes fijos, en su lugar se utilizan dos relaciones de transmisión que emplean cadenas de transmisión. La sección 4.1 muestra detalladamente la configuración utilizada en el sistema de tracción diseñado en esta investigación.

La eliminación de engranajes y diferencial mecánico no solo reduce el número de componentes del tren motriz, la pérdida de energía en la transmisión, el mantenimiento y peso, sino que también mejora la eficiencia y confiabilidad del sistema de tracción en general. El sistema de motor de accionamiento directo sin engranajes es utilizado para aplicaciones de alto torque y baja velocidad.

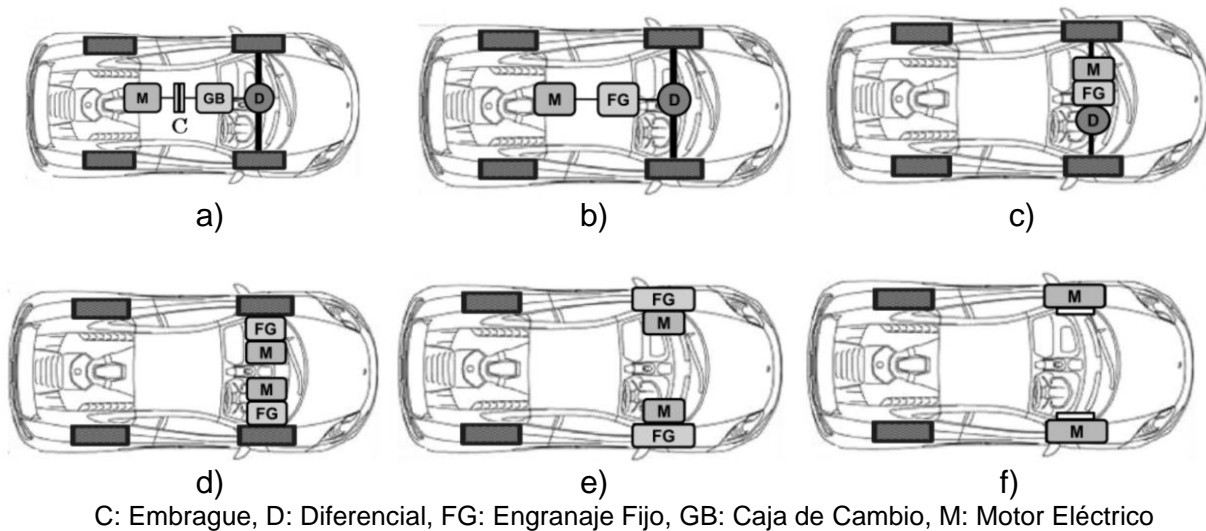


Figura 2.8 Diferentes configuraciones de tren motriz para vehículo eléctrico [7]

Por otro lado, el arreglo de accionamiento directo podría potencialmente utilizar hasta el 96% de la energía generada. La figura 2.9 muestra un ensamblaje completo del motor de accionamiento directo de la marca Protean, integrado con su electrónica de conducción, por tanto, los motores de accionamiento directo diseñados para los vehículos eléctricos son considerados como motores con diseños potencial.

Una ventaja fundamental de los motores de accionamiento directo es que liberan espacio en la plataforma del vehículo. Desde modificaciones hasta nuevos diseños de vehículos, la libertad para incluir baterías o simplemente conservar el espacio para la carga y los pasajeros es una ventaja competitiva para todos los estilos de motor de accionamiento directo sobre otras máquinas eléctricas convencionales [29]. Además, esta ventaja requiere ser preservada al no tener que reubicar los frenos de fricción a una posición en la masa suspendida del vehículo, de modo que ambos componentes, motores y frenos deben ser acomodados dentro de los rines de un vehículo como se muestra en la figura 2.10.

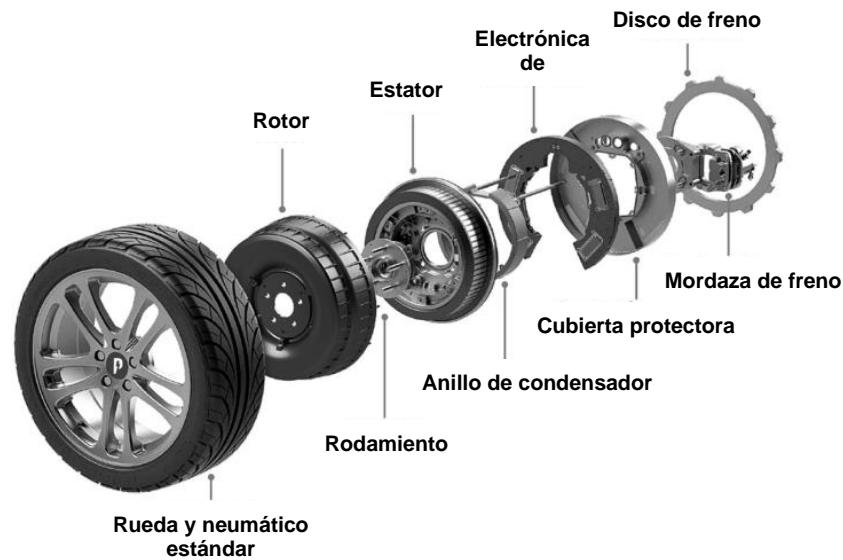


Figura 2.9 Ensamble de motor de accionamiento directo en la rueda con rotor exterior, marca Protean [30]



Figura 2.10 Ensamble no suspendido de motor de accionamiento directo, diseñado por la empresa Protean [29]

Para cuidar la modernización del mercado tanto como sea posible, se debe asegurar que la solución de empaquetado dentro del rin no incumpla significativamente con la plataforma de un vehículo. También, el sistema completo debe ser seguro, confiable, y proporcione un desempeño del vehículo confiable, todo esto ha llevado a desarrollar diferentes conceptos de motor de accionamiento directo por diferentes organizaciones alrededor del mundo [29]. No obstante, el reto actual en el sistema de

tracción con motor de accionamiento directo en la rueda sin engranaje es reducir el peso y tamaño de la máquina con una compensación adecuada de la potencia en el vehículo [28].

Por consiguiente, el motor de tracción juega un rol importante en el desarrollo de la industria del transporte electrificada, en este contexto, el sistema de propulsión eléctrico es una parte fundamental de los vehículos eléctricos e híbridos. La selección de un sistema de propulsión eléctrico está basada en diferentes factores que incluyen: las restricciones del vehículo, los requerimientos de conducción de los usuarios y la fuente de energía [28].

Hoy en día, existen diferentes tipos de motores de tracción disponibles en el mercado, sin embargo, la selección de un motor específico para el sistema de propulsión eléctrico depende de una estructura sencilla, robustez, poco peso, volumen compacto, bajo costo, fácil y flexible control de accionamiento, capacidad de tolerancia a fallas, bajo nivel de ruido acústico, mejor torque de arranque, alta eficiencia y alta densidad de potencia, regiones con torque y potencia constante en un amplio intervalo de velocidad, ágil y rápida respuesta de torque y confiabilidad de operación en diferentes condiciones de manejo.

En resumen, la selección de un motor de accionamiento para el sistema de propulsión de un vehículo eléctrico incluye también el grado de aceptación en el mercado, el cual, depende de la disponibilidad comparativa y el costo de la tecnología usada en el convertidor de potencia asociado.

2.5 Sistemas de tracción de doble motor

Las configuraciones para los sistemas eléctricos de tracción han sido creadas utilizando diferente número de motores eléctricos y varios tipos de sistemas de transmisión de potencia. En primer lugar, destaca la configuración de un motor eléctrico único y una relación de engranes fija, utilizada para los autos eléctricos convencionales, por ejemplo, los vehículos comerciales eléctricos BMW i3, Nissan

Leaf y las primeras generaciones del auto de turismo de Tesla. En segundo lugar, se encuentra la configuración de dos motores eléctricos, la cual puede ser dividida en dos grupos: a) dos motores que impulsan un único árbol de transmisión a través de un sistema de transmisión de potencia, y b) dos motores que impulsan por separado los árboles de transmisión delanteros y traseros [31].

Cabe mencionar que el diseño de un tren motriz para un vehículo eléctrico debe cumplir con múltiples requerimientos, como es la eficiencia energética, el desempeño dinámico y el costo de manufactura. Por tanto, las configuraciones mencionadas en el párrafo anterior muestran ventajas significativas en comparación con otras configuraciones utilizadas en vehículos eléctricos. La figura 2.11 muestra una configuración de dos motores que impulsan un árbol de transmisión único, donde los dos motores eléctricos están conectados a los engranes entrelazados de una transmisión manual automática sin embrague de cuatro velocidades. Al acoplar a los engranes adecuados y asignando el torque de los motores de forma razonable, es posible que los motores eléctricos se mantengan funcionando continuamente en sus regiones de alta eficiencia. Además, al contar con dos ejes de entrada independientes, esta configuración es capaz de eliminar la pérdida de torque durante el cambio de velocidad, como resultado, el desempeño dinámico y la comodidad al conducir el vehículo eléctrico se mejoran considerablemente [31].

Otra motivación primaria de utilizar dos motores eléctricos en un vehículo eléctrico alimentado por baterías es la posibilidad de conducir el vehículo más eficientemente y alcanzar un desempeño dinámico mayor, en comparación con un vehículo eléctrico de motor único con una sola velocidad [32].

Además, un estado del arte detallado y cronológico de las estrategias de distribución óptima de torque para vehículos eléctricos con trenes motrices accionados de forma independiente, ha sido desarrollada por Sforza et al. [33].

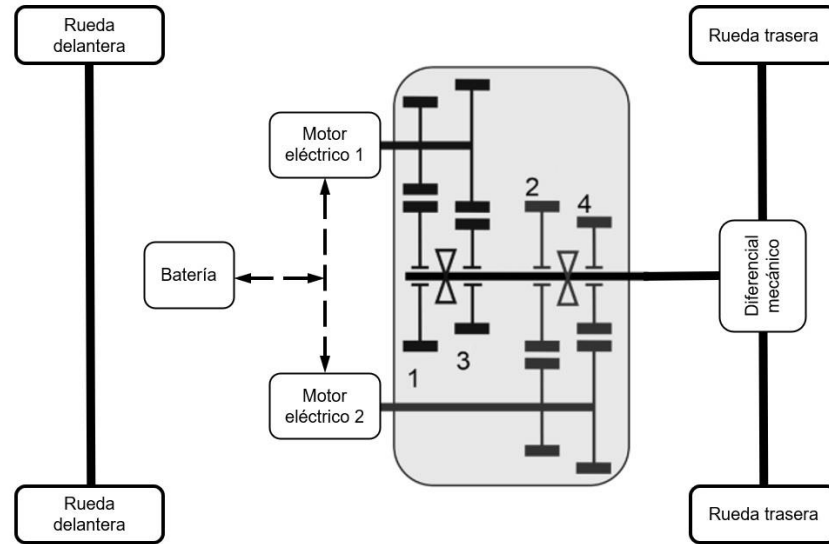


Figura 2.11 Configuración de dos motores y tren motriz eléctrico de cuatro velocidades [31]

En este estado del arte se destaca que las primeras estrategias de distribución de torque dirigidas a la mejora de eficiencia de energía, en los vehículos eléctricos con trenes motrices accionados de forma independientemente, fueron presentadas alrededor de 2010. Mas tarde, en 2015 la eficiencia de la energía en los vehículos eléctricos experimentó un notable progreso. No obstante, se estima que los estudios más recientes iniciaron en 2018. En resumen, el estado de arte desarrollado en [33] presenta una revisión bibliográfica global y extensa en cuanto a las estrategias de distribución de torque dirigidas a la mejora de la eficiencia de energía para vehículos eléctricos con tren motriz accionado de forma independiente o con motores de acción directa en las ruedas.

Por otro lado, en un vehículo eléctrico con doble motor, la transmisión mecánica puede combinar los dos motores eléctricos en dos formas: 1) por acoplamiento del torque y 2) por acoplamiento de la velocidad. La figura 2.12 muestra dos ejemplos genéricos de diseños de acoplamiento de torque y velocidad, donde la velocidad angular ω , la relación de engranes u , y el torque T , de cada motor eléctrico son indicados también en la figura.

El radio de los engranes planetarios con respecto al centro del engrane solar son representados por R_{solar} y R_{anillo} .

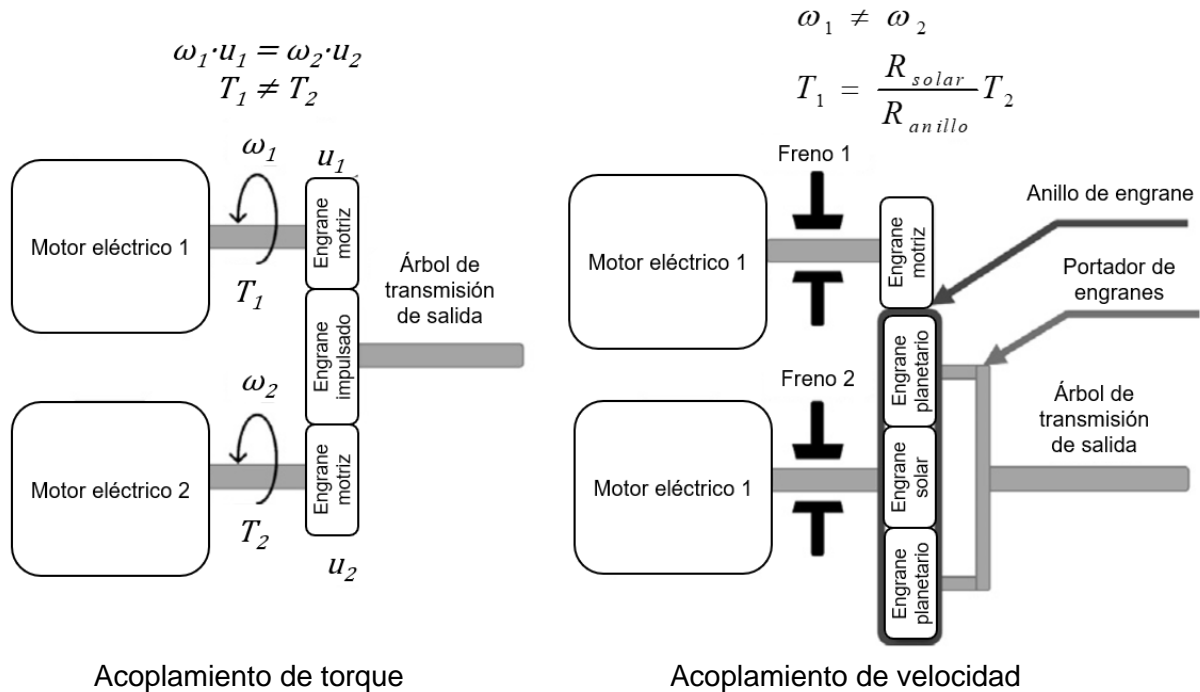


Figura 2.12 Ejemplos genéricos de diseño de acoplamiento de torque y velocidad [32]

En el método de acoplamiento de torque sucede que los torques de cada motor eléctrico pueden ser sumados si sus velocidades rotacionales son proporcionales una con la otra. La proporcionalidad de velocidades considera las relaciones de los engranes acoplados, y por tanto en este método se mejora el desempeño de la aceleración del vehículo en condiciones de baja velocidad, comparado con las configuraciones de motor único. El método de acoplamiento de torque es generalmente logrado utilizando un par de engranes constantes para cada motor eléctrico o una caja de transmisión de engranes planetarios. Su desventaja radica en la velocidad final limitada, la cual es definida por la velocidad rotacional más baja de los dos motores eléctricos.

Por el contrario, en el método de acoplamiento de la velocidad es el modo de conducción donde los motores eléctricos pueden rotar a distintas velocidades y

alcanzar una velocidad del vehículo mayor, así como su torque es proporcional. El modo de conducción de acoplamiento de velocidad requiere una caja de transmisión de engranes planetarios, sin embargo, ha sido demostrado que pueda ser reemplazado con embragues, sincronizadores y cajas de transmisión multivelocidad. Sin embargo, durante este modo de conducción, el motor eléctrico con el torque más bajo limita el torque máximo ofrecido por el modo de conducción [32].

La figura 2.13 muestra una gráfica de las curvas de torque máximo como función de la velocidad del vehículo para un acoplamiento mixto en vehículos eléctricos alimentados por baterías con motor doble, la cual es lograda por una transmisión mecánica capaz de realizar individualmente modos de conducción de acoplamiento de torque y velocidad. Con transmisiones en modo puro de acoplamiento de velocidad, el acoplamiento mixto es típicamente logrado utilizando una caja de transmisión con engranes planetarios, sin embargo, esta demanda la adopción de embragues y frenos.

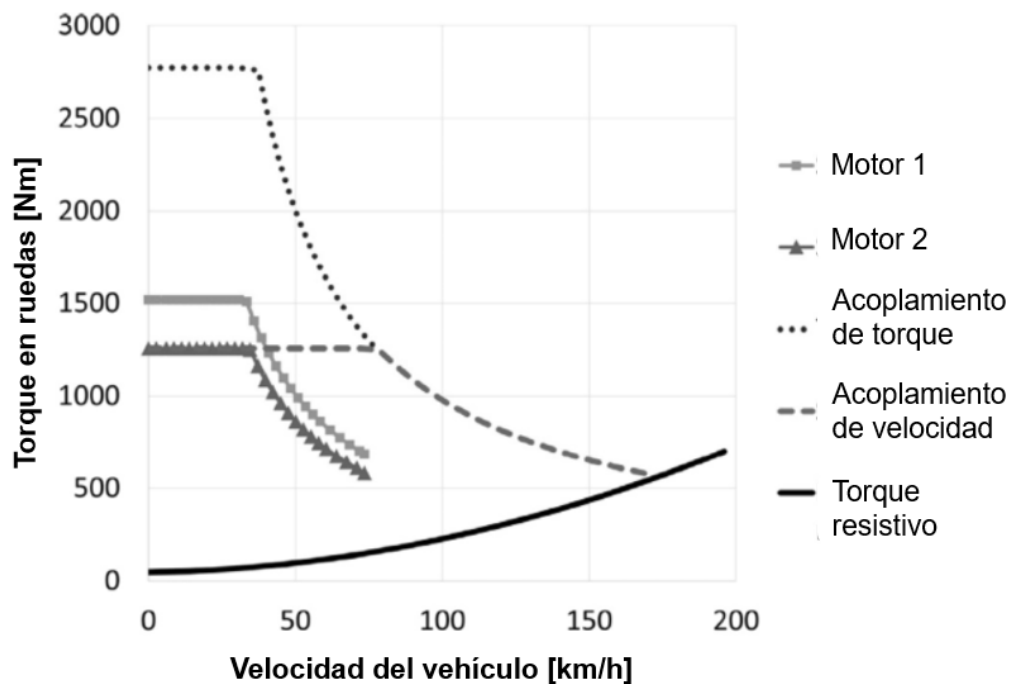


Figura 2.13 Curvas genéricas de torque máximo en función de la velocidad del vehículo, para un vehículo eléctrico con doble motor con tren motriz de acoplamiento múltiple [32]

Una limitante en los modos de conducción de acoplamiento de torque y de acoplamiento de velocidad, es la velocidad limitada del vehículo y el torque limitado en las ruedas, respectivamente. Sin embargo, las transmisiones de acoplamiento mixto evitan estos problemas, esto por la combinación de las fortalezas de estos modos de acoplamiento, y con ello se aumentan aún más las posibilidades de lograr mayores ahorros de energía. No obstante, un tren motriz de acoplamiento mixto es más complejo, caro y más difícil para controlar en comparación con las configuraciones base de acoplamiento de torque y de acoplamiento de velocidad [32].

Por otra parte, el rápido desarrollo de los vehículos eléctricos y la mejora continua del desempeño dinámico de estos vehículos ha generado el desarrollo de trenes motrices que utilizan dos motores eléctricos como fuente de potencia. De acuerdo con los diferentes modos de acoplamiento de potencia mencionados anteriormente, a continuación, se describen con mayor detalle el funcionamiento del tren motriz de acoplamiento de torque de doble motor, el tren motriz de acoplamiento de velocidad de doble motor, y el tren motriz de acoplamiento multimodo o mixto de doble motor [34].

La estructura del tren motriz de acoplamiento de torque de doble motor es mostrada en la figura 2.14a; esta configuración consiste en dos motores, una unidad de engranes planetarios y un embrague. El motor 1 está conectado al engrane solar y el motor 2 está conectado al engrane solar a través de embrague. El engrane de anillo está fijo y la potencia es transmitida a través del portador. Controlando el estado de acoplamiento del embrague, el sistema puede funcionar en modo de conducción con un solo motor o en modo de conducción de acoplamiento del torque de doble motor, en este modo, la salida de torque del tren motriz es la superposición lineal de la salida de torque de los dos motores, es importante mencionar que los dos motores tienen la misma velocidad rotacional en este modo. Cuando el torque que demanda el vehículo está fijo, hay varias combinaciones posibles de la salida de torque de los dos motores. Dado que la eficiencia de los motores en varios puntos de trabajo es diferente, la eficiencia del tren motriz se puede mejorar tanto como sea posible, esto por la

distribución razonable de la salida de torque de los dos motores [34].

La estructura del tren motriz de acoplamiento de velocidad de doble motor se muestra en la figura 2.14b, la cual está compuesta de dos motores, dos unidades de engranes planetarios y un freno. El motor 1 está conectado al engrane solar y el motor 2 está conectado al engrane solar 2, la salida de potencia es a través del portador de la primera unidad de engrane planetario. Al controlar el estado del freno, el sistema puede funcionar en modo de conducción de un solo motor y en modo de conducción de acoplamiento de velocidad de doble motor. La salida de torque de los dos motores es determinada por el torque de carga. Cuando la velocidad requerida del vehículo es fija, hay varias posibles combinaciones de la velocidad de los dos motores. La eficiencia del tren motriz se puede mejorar, con la distribución razonable de la velocidad de los dos motores.

La estructura del tren motriz de acoplamiento multimodo o mixto de doble motor es mostrada en la figura 2.14c, la cual consiste en los dos motores, dos unidades de engranes planetarios, dos frenos y un embrague. Los motores 1 y 2 están respectivamente conectados a los engranes solares 1 y 2. El engrane de anillo y el portador de la segunda unidad de engrane planetario esta respectivamente conectados a los frenos 1 y 2. Los engranes solares 1 y 2 están conectados entre sí a través del embrague. En comparación con las configuraciones anteriores, la estructura del tren motriz de acoplamiento multimodo o mixto de doble motor puede realizar tres diferentes modos de conducción: modo de conducción de un solo motor, modo de acoplamiento de velocidad de doble motor y modo de acoplamiento de torque de doble motor. La diversificación de modos asegura que los diferentes modos de conducción pueden ser seleccionados cuando las condiciones del camino cambian, de modo que el tren motriz puede funcionar eficientemente en diferentes condiciones del camino [34].

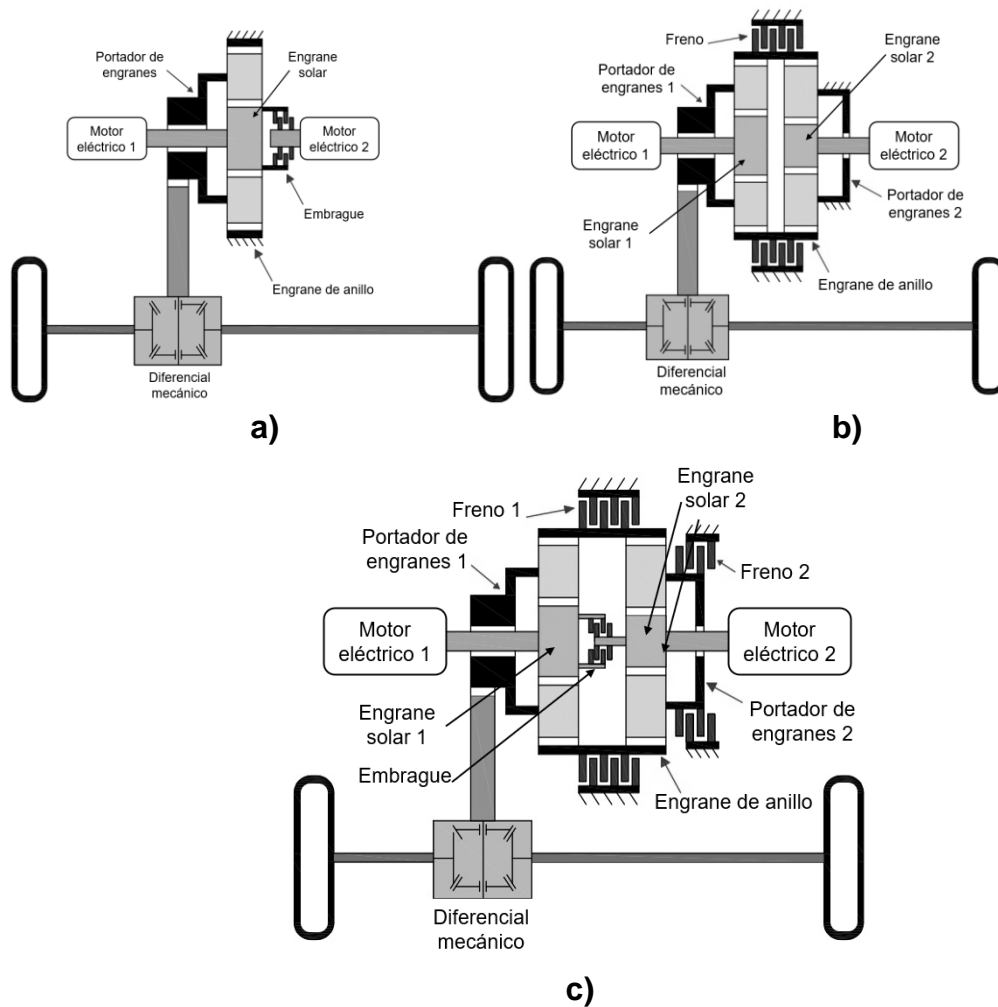


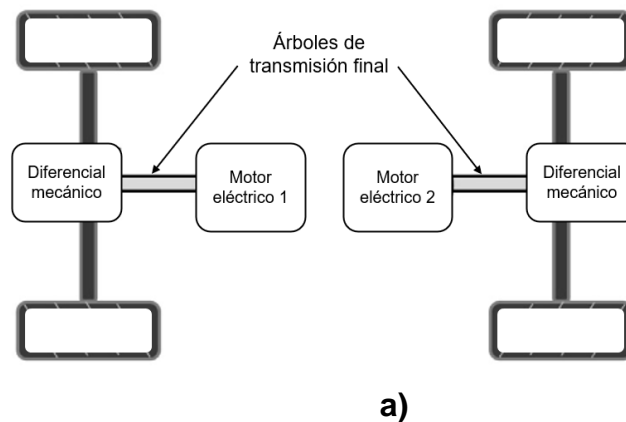
Figura 2.14 Tren motriz de doble motor, a) Acoplamiento de torque, b) Acoplamiento de velocidad, c) Acoplamiento multimodo o mixto [34]

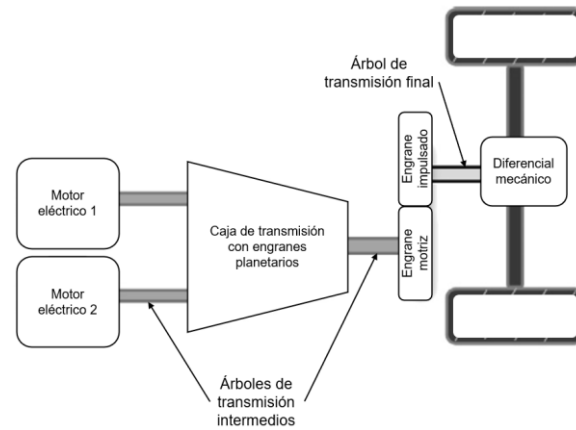
Por lo que se refiere al número de árboles de transmisión motrices, el tren motriz de doble motor para un vehículo eléctrico puede ser clasificado en dos grupos. El primer grupo es el tren motriz de árboles de transmisión motrices independientes, donde cada árbol de transmisión motriz es impulsado por un motor eléctrico. El segundo grupo es conocido como árbol de transmisión único, donde los motores eléctricos son acoplados por una transmisión mecánica para impulsar un árbol de transmisión único. En este caso, hay tres formas comunes para acoplarlo: 1) a través de una caja de transmisión de engranes planetarios, 2) por medio de la adopción de

una transmisión intermedia de eje paralelo que impulsa aún más el árbol de transmisión final, 3) por el acoplamiento coaxial para impulsar el árbol de transmisión final [32].

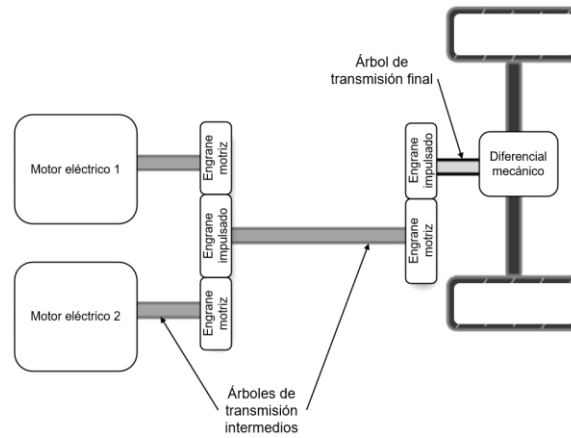
Las configuraciones de árbol de transmisión impulsado por doble motor, mencionadas en el párrafo anterior se muestran en las figuras 2.15a - 2.15d, donde se muestran: árboles de transmisión impulsados de forma independiente, árbol de transmisión único impulsado por transmisión de engranes planetarios, árbol de transmisión único impulsado por árboles de transmisión paralelos y árbol de transmisión único impulsado por una transmisión de acoplamiento coaxial, respectivamente. Estas son las construcciones frecuentemente utilizadas en los vehículos eléctricos de doble motor. Cada configuración tiene ventajas y desventajas desde la perspectiva del desempeño del vehículo, consumo de energía y complejidad del sistema de gestión de energía [32].

En estas configuraciones es importante enfatizar dos puntos. Primero, en estas configuraciones hay variaciones plausibles por la presencia o ausencia de embragues y cajas de transmisión de velocidad única o multivelocidad. Segundo, existen otros mecanismos de acoplamiento, tales como magnéticos e hidráulicos, sin embargo, son escasamente reportadas [32].

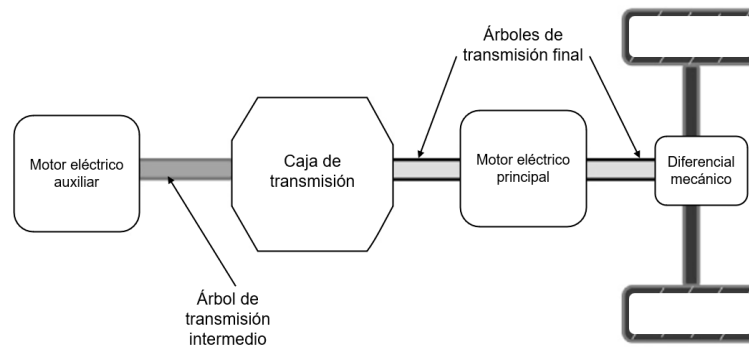




b)



c)



d)

Figura 2.15 Tren motriz con árbol de transmisión impulsado por doble motor, donde a) Árbol de transmisión impulsado de forma independiente, b) Árbol de transmisión único, impulsado por transmisión de engranes planetarios, c) Árbol de transmisión único, impulsado por árboles de transmisión paralelos, d) Árbol de transmisión único, impulsado por transmisión de acoplamiento coaxial [32]

Por consiguiente, después de revisar diferentes configuraciones de tren motriz de doble motor para vehículo eléctrico alimentado por baterías, se podría decir que cuando se selecciona un tren motriz de doble motor se requiere considerar la complejidad del diseño del sistema de gestión de energía, el cual está directamente ligado al número de relaciones de engranes que cada motor eléctrico puede conectar a los mecanismos de acoplamiento. También, se requiere analizar si la propuesta de configuración de tren motriz con doble motor es comercialmente viable y para ello se debe considerar el costo de producción y si requiere de una complejidad mayor para controlarlo.

También, a partir de la revisión realizada en cuanto a las configuraciones de tren motriz con doble motor generalmente utilizadas en vehículos eléctricos, se encontró que estas configuraciones utilizan un diferencial mecánico, lo cual resulta en una ventana de oportunidad para proponer nuevos diseños en estos sistemas de tracción. Una nueva propuesta de diseño radica en reemplazar el diferencial mecánico por un diferencial electrónico. Además, los vehículos eléctricos que existen en el mercado actual utilizan la configuración de un motor eléctrico único, una caja de transmisión de una sola velocidad para todo el intervalo de operación del motor y esta caja de transmisión también impulsa el árbol de transmisión de salida que se conecta con un diferencial mecánico. En consecuencia, el sistema de tracción de un vehículo eléctrico alimentado por baterías aún requiere de innovación para incrementar la eficiencia y el desempeño dinámico de estos vehículos, además con el análisis de las configuraciones presentadas en esta sección se muestra que hay una oportunidad para la investigación aplicada en este sector industrial.

2.6 Diferencial electrónico en sistemas de transmisión con motores BLDC

En los sistemas de transmisión tradicionales, el motor de combustión interna transmite la fuerza de propulsión a las ruedas a través del diferencial mecánico. Este mecanismo consiste en un conjunto de engranajes que básicamente aplican el mismo

torque en ambas ruedas de tracción, permitiendo diferentes magnitudes de velocidades. El sistema de transmisión tradicional presenta pérdidas a causa de la fricción y el torque no se puede controlar independientemente en cada rueda. Por el contrario, un diferencial electrónico previene tales pérdidas mientras que optimiza la rentabilidad del dispositivo, además de permitir un fuerte control de la tracción del vehículo [15].

Durante la revisión bibliográfica, se encontró que el Grupo de Electrónica Aplicada y el Departamento de Mecánica de la Universidad Nacional de Río Cuarto, de Córdoba Argentina [15], diseñaron un prototipo de vehículo eléctrico para la movilidad urbana, el cual, utiliza un sistema de tracción eléctrico que utiliza dos motores de inducción (IM), controlados a través de un procesador de señal digital moderno (DSP). El esquema de tracción adoptado en esta investigación reemplaza el diferencial mecánico tradicional por un diferencial electrónico. La figura 2.16 muestra el prototipo desarrollado, el cual, se caracteriza por ser un vehículo de tamaño pequeño para dos pasajeros y tracción eléctrica en las ruedas traseras. El diagrama del esquema de tracción adoptado en este prototipo se muestra en la figura 2.17, donde se muestra el reemplazo del diferencial mecánico. Las principales características de este prototipo son mostradas en la tabla 2.1.



Figura 2.16 Prototipo de vehículo eléctrico para aplicaciones urbanas [15]

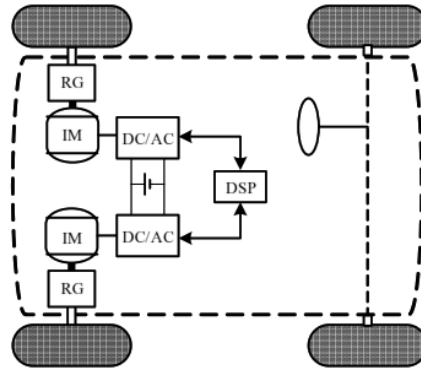


Figura 2.17 Diagrama del esquema de tracción. Engranajes reductores (RG) con relación 10:1, motores de inducción (IM) e inversores DC/AC [15]

Tabla 2.1 Características de vehículo eléctrico para aplicaciones urbanas [15]

Tracción	4 x 2
Peso	800 kg + pasajeros
Pasajeros	2
Fuente de energía	Baterías de ácido sólido 7 x 6 V
Fuente de tracción	6 kW (\approx 8 hp) (IM)
Velocidad máxima	50 km/h
Autonomía	50 km

Como se mencionó antes, actualmente hay dos tipos de diferenciales disponibles, los diferenciales electrónicos y los diferenciales mecánicos, estos últimos son de mayor tamaño y por tanto incrementan el peso del vehículo, además no son adecuados para los vehículos eléctricos, especialmente para aquellos que utilizan motores de accionamiento independientes para las ruedas motrices traseras. Por tanto, los diferenciales electrónicos son introducidos en los vehículos eléctricos como una alternativa viable para proveer a los pasajeros mayor estabilidad y control del vehículo en su recorrido [4].

Cuando un vehículo recorre una trayectoria curva o toma un giro, la velocidad de la rueda interna y externa es diferente. La rueda exterior tiene que mantener una mayor velocidad, respecto de la rueda interior, porque la rueda exterior tiene que recorrer un radio mayor, así, los diferenciales electrónicos usan comandos para controlar la potencia de cada rueda y conseguir el torque que las ruedas requieren [4].

Por tanto, el sistema diferencial permite que las ruedas de tracción giren a diferente velocidad, lo cual, es una condición necesaria cuando el vehículo sigue una curva.

El principio que explica un mecanismo de diferencial mecánico radica en aplicar el mismo torque en ambas ruedas de tracción, permitiendo que la velocidad de cada rueda adopte la magnitud necesaria para balancear el torque contrario. Esta tarea se puede realizar con un control de torque para los motores de accionamiento independientes, sin embargo, cada velocidad máxima de la rueda debe ser controlada para prevenir una velocidad de rotación peligrosa para el sistema mecánico del vehículo en una situación donde una de las ruedas motrices tenga patinamiento o despegue del suelo [35].

A partir del contexto anterior, se podría decir que una ventaja potencial de reemplazar un diferencial mecánico por un diferencial electrónico es que el vehículo llega a ser más ligero y eficiente, también un menor mantenimiento es requerido y que cada componente del sistema es controlado por electrónica y software, lo cual se traduce en un mejor desempeño del vehículo [35].

Adicionalmente, los investigadores K. Vitols e I. Galkin, [35] desarrollaron un prototipo de auto eléctrico que utiliza la plataforma de un go kart, este prototipo no incluye un diferencial mecánico sino un diferencial electrónico, como se muestra en la figura 2.18. En este prototipo se utilizaron como sistema de tracción dos motores de imán permanente de corriente directa (PMDC, por sus siglas en inglés); cada motor está conectado a cada una de las ruedas traseras a través de un sistema de banda-polea para reducir la velocidad del motor en una relación de 3:1. Los controladores de los motores están completamente separados de modo que la velocidad y el torque de cada rueda puede ser controlada independientemente, lo cual es una función característica de un diferencial electrónico.

En contexto con lo anterior y luego de la revisión bibliográfica revisada hasta ahora, cabe mencionar que esta investigación se centrará en el diseño mecánico de un sistema de tracción para un prototipo académico de vehículo eléctrico alimentado

por baterías, destinado a la movilidad compartida urbana, que utilice dos motores independientes tipo BLDC (uno para cada rueda motriz). Los motores de accionamiento realizarán un trabajo colaborativo a través de un diferencial electrónico. Para este propósito se utilizará el vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2, disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica, de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, mostrado en la figura 2.19.

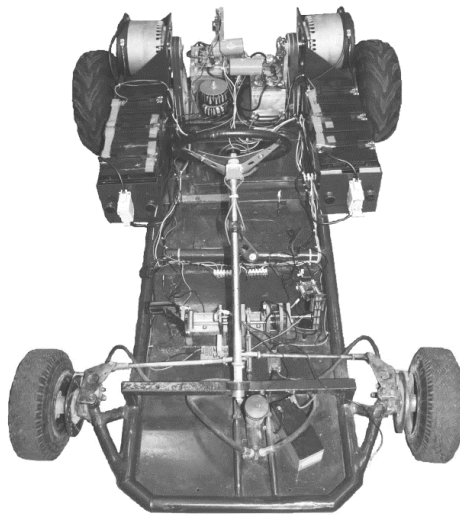


Figura 2.18 Prototipo de auto eléctrico con diferencial electrónico, utilizando la plataforma de un go kart [35]



Figura 2.19 Vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2, de la Facultad de Ciencias de la Electrónica, BUAP

A modo de resumen de este capítulo, la revisión bibliográfica realizada permitió tener un panorama más amplio de los requerimientos tecnológicos que demandan los automóviles eléctricos, en cuanto a sistemas de tracción con motores BLDC controlados por medio de un diferencial electrónico, dado que estos tendrán un importante crecimiento en el mercado automotriz para los siguientes años. De modo que se requieren desarrollar nuevos e innovadores sistemas de tracción que incluyan un diferencial electrónico, el cual es capaz de mantener al vehículo en línea recta, así como de seguir adecuadamente una trayectoria curva en un camino, reducir el peso del vehículo y mejorar el desempeño del vehículo.

En el siguiente capítulo se presenta con mayor detalle un sistema de transmisión de dos velocidades, que utiliza un sistema de engranajes, para amplificar el torque requerido por un vehículo eléctrico en diferentes situaciones de manejo requeridas por el usuario final.

Capítulo 3

Tren motriz en vehículos eléctricos

El presente capítulo aborda con mayor profundidad los sistemas de transmisión, con engranajes, de dos velocidades utilizados en vehículos eléctricos alimentados por baterías. Estos sistemas de dos velocidades se desarrollan para satisfacer los requerimientos de torque y potencia que demanda el vehículo en diferentes condiciones de manejo.

3.1 Transmisiones multivelocidad en vehículos eléctricos

Una velocidad única, sin engranajes para cambio de velocidad es la configuración de conducción estándar para el 99% de los vehículos eléctricos, sin embargo, podría no ser el estándar para siempre [36].

Por otra parte, los motores de combustión interna y los motores eléctricos realizan el mismo trabajo en un vehículo terrestre, es decir, conducir las ruedas motrices, esto es posible al transformar la energía almacenada en movimiento rotacional. Sin embargo, estos motores realizan el trabajo de manera diferente y sus características de desempeño son también diferentes [36].

Los motores de combustión interna funcionan con la detonación del combustible fósil en un ambiente controlado, y utilizan la energía liberada por la explosión para mover los pistones, que a su vez hacen girar el cigüeñal. Un gran inconveniente de los motores de combustión interna (más allá de la contaminación, uso de recursos no renovables, problemas de confiabilidad, ruido, vibraciones, ineficiencia, altos costos de operación, etc.) es que estos motores solo pueden operar dentro de una banda muy limitada de velocidades de rotación, medidas en revoluciones o rotaciones por minuto (rpm).

Si el motor gira demasiado lento, se detiene y se apaga. Si el motor gira demasiado rápido, entonces el aumento desgasta todas las piezas móviles y el motor se daña. Incluso, dentro del intervalo disponible de velocidades del motor, entre

demasiado lento y demasiado rápido, hay un intervalo limitado de rpm, donde el motor produce suficiente potencia para impulsar las ruedas motrices. Este intervalo ideal es llamado la banda de potencia, el cual varía de un motor a otro, sin embargo, la mayoría de los vehículos de turismo, esta banda de potencia se encuentra entre los 800 y 7 000 rpm. Hipotéticamente, se podría conectar un motor directamente a las ruedas motrices del vehículo, no obstante, las rpm del motor no se alinean bien con las rpm de las ruedas [36].

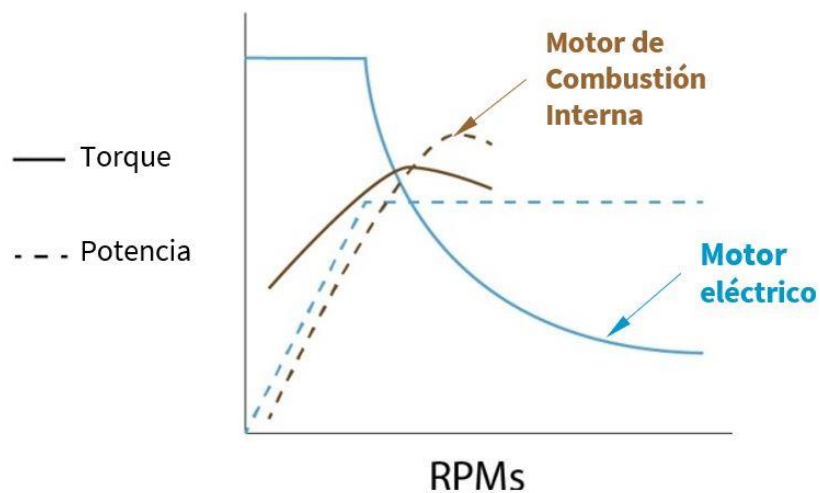
A partir de lo mencionado en el párrafo anterior, entonces surge la necesidad de incluir una caja de cambios en el tren motriz de un vehículo. Los engranes de una caja de cambio actúan como un intermediario entre el motor y las ruedas, permitiendo que las ruedas giren a diferentes velocidades. La diferencia en velocidad rotacional entre el motor y las ruedas pueden ser medida como una relación de transmisión, que es como se dimensionan los engranajes. Por ejemplo, una relación de transmisión de 2.07:1 significa que el motor gira 2.07 veces por cada giro de la rueda.

Cada relación de transmisión puede solo cubrir un cierto intervalo de velocidades que un vehículo, con motor de combustión interna, alcanza en la carretera. La relación de transmisión 2.07:1 podría sólo cubrir de 20 a 50 mph. Si el vehículo circula a una velocidad menor a 20 mph, entonces el motor se encuentra en el límite inferior de la banda de potencia y se apaga [36]. Cuando el vehículo circula a una velocidad mayor a 50 mph, entonces el motor se elevará por encima de su banda de potencia, y probablemente el motor de combustión interna tendrá un limitador de revoluciones, instalado por el fabricante, para evitar daños causados por un exceso de revoluciones.

Por lo tanto, los vehículos tradicionales con motor de combustión interna necesitan múltiples engranajes, esto porque la banda de potencia limitada de un motor de combustión interna necesita de diferentes relaciones de transmisión para cubrir el intervalo completo de velocidades que demanda la conducción. La primera relación de transmisión podría sólo cubrir de 1 a 25 mph, la segunda relación podría sólo cubrir de 20 a 50 mph, la tercera relación va de 45 a 70 mph, y así sucesivamente.

Por el contrario, los motores eléctricos pueden operar de manera cómoda y segura en una gama mucho más amplia de rpm. Estos motores producen un pico de torque a 0 rpm y pueden operar a una velocidad de 20 000 rpm o superior. Por ejemplo, el motor eléctrico usado en el vehículo de turismo Tesla Roadster funciona a 14 000 rpm, este vehículo tiene una relación de transmisión de 8.27:1, la relación de transmisión y el motor eléctrico permiten que el vehículo se mueva de 0 a 125 mph [36]. Si bien todos los vehículos eléctricos todavía tienen una relación de transmisión para permitir que el motor gire a diferente velocidad a la de las ruedas, en realidad los vehículos eléctricos sólo necesitan una relación de transmisión para cubrir todo el intervalo de velocidades de conducción que alcanza el vehículo.

La figura 3.1 muestra las curvas características de Torque y Potencia, para un motor de combustión interna y un motor eléctrico, donde se aprecia que un motor eléctrico brinda un torque máximo a 0 rpm, lo cual es una ventaja significativa para ser aprovechada en los vehículos eléctricos, dado que un vehículo eléctrico requiere un alto torque para poner el vehículo en movimiento a partir del reposo.



Ejemplo de curvas características de Potencia/Torque

Figura 3.1 Comparativo de curvas características para motor de combustión interna y motor eléctrico [36]

Actualmente, la mayoría de los vehículos Tesla cuentan con dos motores, un motor frontal más pequeño, este motor frontal y la relación de transmisión es mejor para la eficiencia que un motor más grande y potente. Durante la aceleración, el vehículo envía más potencia al motor trasero para acelerar más rápido, luego cuando el vehículo se encuentra en movimiento en la carretera, el automóvil envía más potencia al motor de enfrente para aumentar la eficiencia. Además, los vehículos Tesla actualmente pueden suspender uno de los dos motores durante la conducción. El vehículo Tesla modelo S con motor dual, mostrado en la figura 3.2 desactiva una unidad motriz cuando no se necesita mayor torque y la reactivará instantáneamente cuando se presiona el acelerador para demandar más torque [36]. La configuración del tren motriz con dos motores usada en los vehículos Tesla incrementa la eficiencia y desempeño del vehículo.

A pesar de las diferentes relaciones de transmisión funcionales en los vehículos eléctricos, los conductores de estos vehículos no sienten un cambio de velocidad, como se siente en un vehículo convencional de motor combustión interna y una caja de transmisión manual. El sistema de una sola velocidad funciona muy bien para los vehículos eléctricos y tiene un funcionamiento suave. La ausencia de cambios de velocidad con engranajes significa un funcionamiento suave el 100% del tiempo. Por el contrario, el cambio de velocidad con engranajes podría inducir a un movimiento brusco en el automóvil a medida que los cambios de velocidad se mueven físicamente de un lugar a otro y el motor cambia repentinamente de velocidad [36].



Figura 3.2 Vehículo Tesla modelo S, con motor trasero más grande que el motor frontal [36]

Sin embargo, el futuro eléctrico no significa que las cajas de transmisión con velocidades múltiples se encuentran en el pasado. Es posible que el fabricante Tesla haya renunciado a las cajas de cambio de varias velocidades en favor de la solución de una velocidad única, pero otros fabricantes de automóviles eléctricos podrían decidir lo contrario, como es el caso del fabricante Porsche con su vehículo eléctrico Taycan que cuenta con una caja de transmisión multivelocidad.

El vehículo eléctrico Porsche Taycan mostrado en la figura 3.3 fue el primer vehículo de producción que se lanza al mercado con una caja de transmisión de varias velocidades. Hay varios beneficios potenciales al utilizar una caja de transmisión de varias velocidades en un vehículo eléctrico, por consiguiente, es probable que algunos fabricantes de automóviles eléctricos continúen desarrollando cajas de transmisión para sus vehículos.

De forma similar que los vehículos Tesla de doble motor, el vehículo eléctrico Taycan tiene un motor en cada eje y su motor delantero tiene solo una relación de transmisión, sin embargo, el motor trasero tiene una transmisión con dos engranajes que se cambian automáticamente.



Figura 3.3 Porsche Taycan 4S [36]

El vehículo Taycan es el primer vehículo eléctrico de producción que utiliza una caja de transmisión multivelocidad. De forma similar que los vehículos Tesla de doble motor, el vehículo eléctrico Taycan tiene un motor en cada eje y su motor delantero tiene solo una relación de transmisión, sin embargo, el motor trasero tiene una

transmisión con dos engranajes que se cambian automáticamente. Este vehículo utiliza dos relaciones de transmisión en su caja de transmisión automática para lograr diferentes propósitos de rendimiento. La primera relación de transmisión tiene una relación de transmisión aproximada de 15:1 y se utiliza para aumentar la aceleración. La segunda relación de transmisión tiene una relación de transmisión aproximada de 8:1 y permite que el automóvil circule en carretera de manera más eficiente y alcance velocidades máximas más altas [36]. La figura 3.4 muestra una vista explosionada de la caja de transmisión automática de dos velocidades del vehículo eléctrico Porsche Taycan.

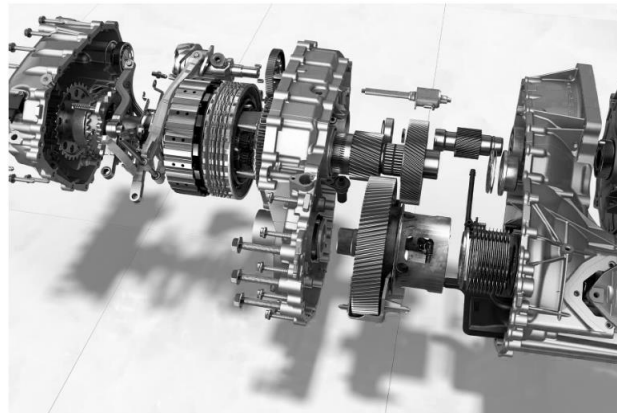


Figura 3.4 Caja de transmisión automática de dos velocidades del vehículo Porsche Taycan 4S [36]

Adicionalmente, otros vehículos eléctricos de alta gama, como el vehículo eléctrico Rimac Nevera, fabricado por el fabricante croata Rimac, y los vehículos eléctricos de la Formula E, también utilizan una transmisión multivelocidad para alcanzar los objetivos establecidos en el desempeño del vehículo eléctrico. La figura 3.5a y 3.5b muestran un vehículo Rimac Nevera y su respectivo tren motriz que integra cuatro motores de imán permanente, enfriados por aceite, hechos a la medida. Este tren motriz destina un motor para cada rueda.

Los beneficios de una transmisión multivelocidad podría no estar limitada a marcas de lujo y tampoco a vehículos de carreras, dado que otros fabricantes de vehículos eléctricos probablemente instalarán cajas de transmisión multivelocidad en sus vehículos eléctricos en el futuro [36].

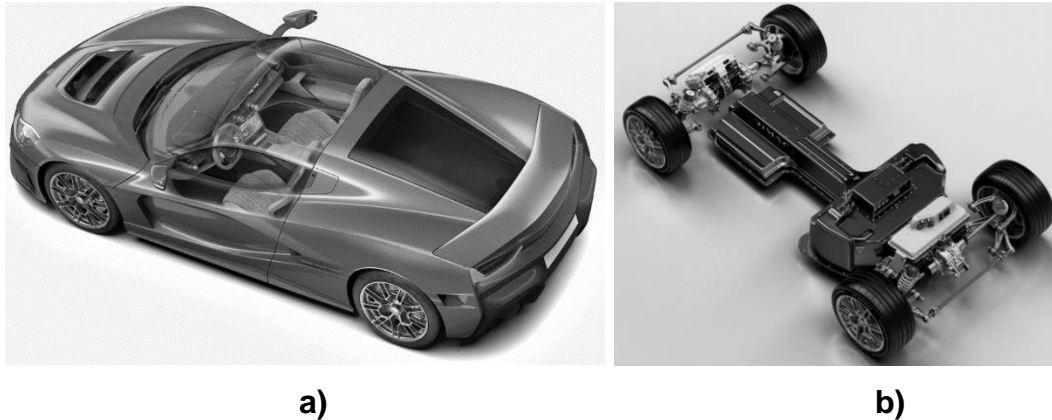


Figura 3.5 a) Vehículo Rimac, b) Tren motriz con cuatro motores de imán permanente, enfriados por aceite, hechos a la medida, un motor para cada rueda [37]

A partir de lo expuesto en esta sección, se concluye que los vehículos eléctricos mencionados incluyen motores eléctricos en el eje delantero y eje trasero como el caso del vehículo Tesla modelo S, o bien un motor para cada rueda como el vehículo Rimac Nevera. No obstante, estos vehículos incluyen en su tren motriz una caja de transmisión multivelocidad que permite lograr el desempeño establecido para el vehículo.

3.2 Tipos de transmisión utilizadas en vehículos eléctricos

La caja de transmisión es un componente clave en los vehículos terrestres, su principal función es transmitir la potencia desde el motor a las ruedas del vehículo. La caja de transmisión convierte el torque y la velocidad del motor de modo que los requisitos del desempeño del vehículo sean alcanzados. Las principales configuraciones de transmisiones son: manual, automática y transmisión de variable continua (CVT, por sus siglas en inglés). Adicionalmente, los componentes más importantes del tren motriz incluyen: el embrague, la caja de transmisión, el diferencial y la flecha cardán [7].

Las transmisiones están inherentemente relacionadas con el consumo de combustible, fiabilidad y facilidad de operación de un vehículo, esto a causa de sus características e importancia en el tren motriz. Todos estos puntos juegan un papel importante en industria automotriz actual y, si bien es poco probable que se produzcan innovaciones simples, existe una fuerte necesidad en el control electrónico de la transmisión para lograr un mejor desempeño del vehículo [7].

Por otro lado, en un vehículo convencional con motor de combustión interna, una transmisión manual o automática con una cantidad considerable de velocidades es requerida para entregar efectivamente el torque y la potencia. En cambio, en un vehículo eléctrico, el cual depende de una propulsión eléctrica, tiene como máximo una transmisión de dos velocidades, en consecuencia, se reducen las pérdidas de energía con el cambio de velocidades en los engranajes. Predominantemente, los vehículos eléctricos emplean una transmisión de una sola velocidad, la relación de transmisión común de los últimos modelos de vehículos eléctricos está entre 7 y 10 [7].

3.2.1 Transmisión de velocidad única de relación fija

La transmisión mostrada en la figura 3.6 es la transmisión más utilizada por la simplicidad de su estructura y notable efectividad del motor eléctrico, sobre el motor de combustión interna, es decir, un alto torque de arranque y capacidad para entregar potencia constante en un amplio intervalo de velocidades.

Adicionalmente, esta transmisión provee una experiencia de manejo comfortable a un costo asequible. A pesar de ser una transmisión adecuada para la mayoría de los vehículos eléctricos, el diseño de la relación de transmisión es un compromiso entre la relación de transmisión y desempeño, por ejemplo, alto torque y la velocidad máxima del vehículo deseada [7].

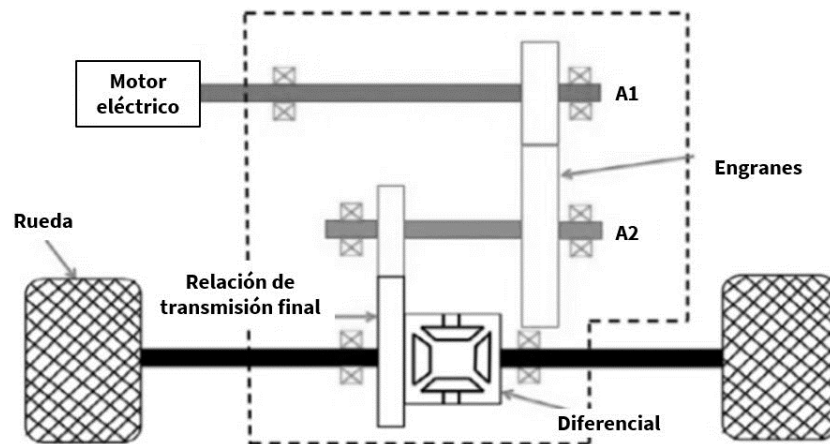


Figura 3.6 Transmisión de velocidad única en un tren motriz, de un vehículo eléctrico. A1, A2 - árboles de transmisión [7]

3.2.2 Transmisión de doble embrague de dos velocidades

Las transmisiones de varias velocidades tienen los inconvenientes típicos como: el aumento del costo, masa, disminución de la eficiencia y la interrupción del torque al cambiar de velocidad. Como resultado, estas transmisiones parecen ser contraproducentes para los vehículos eléctricos. No obstante, los desarrollos innovadores de estas transmisiones pueden ofrecer ventajas sobre las transmisiones de velocidad única de relación fija [7].

La transmisión de dos velocidades provee un torque mayor en las ruedas a bajas rpm, como consecuencia, el torque de arranque del motor eléctrico puede ser inferior y por lo tanto el motor eléctrico es más pequeño. También, la eficiencia global incrementa lo que conduce a una mayor autonomía de conducción. Además, la aceleración y la capacidad de ascenso aumenta también. Finalmente, la existencia de una segunda relación de transmisión permite una velocidad superior del vehículo.

Una transmisión innovadora incluye un sistema de embrague doble. El uso de dos embragues facilita la transferencia de torque, superando el problema de la interrupción del torque. A partir de que solo hay dos velocidades, cada embrague es conectado directamente a cada velocidad, por lo tanto, no se requiere un sincronizador y su control. Un inconveniente de este sistema es la eficiencia y la masa total, a causa

del juego de engranajes extra y los embragues [7]. La figura 3.7 muestra una transmisión con embrague doble en un tren motriz de un vehículo eléctrico.

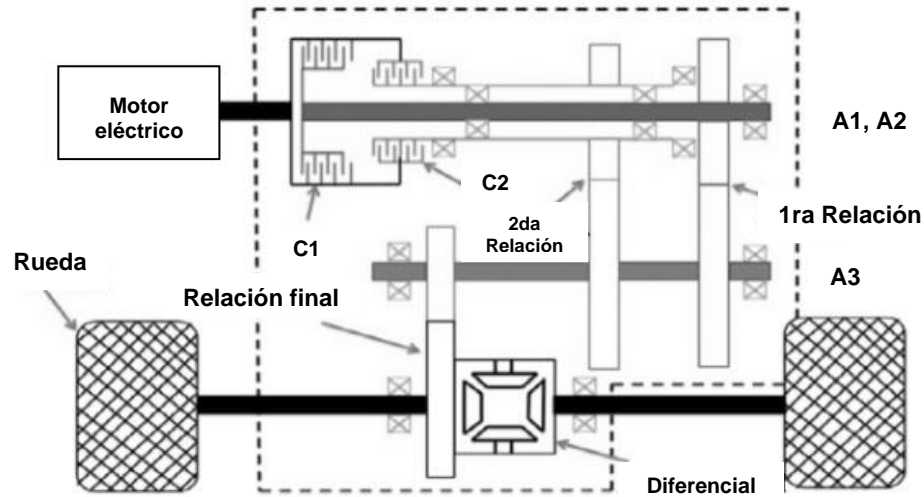


Figura 3.7 Transmisión de dos velocidades con embrague doble, en tren motriz de vehículo eléctrico. A1, A2, A3 - árboles de transmisión, C1, C2 – embragues [7].

3.2.3 Transmisión de doble velocidad

La transmisión de doble velocidad mostrada en la figura 3.8 tiene dos juegos de engranes planetarios integrados, un embrague y una relación de transmisión de una sola etapa (con diferencial). Esta transmisión tiene una estrategia de cambio implementada, la cual resulta en una excelente combinación de eficiencia y desempeño. En general, esto incrementa el área efectiva de alta eficiencia en la conducción real [7].

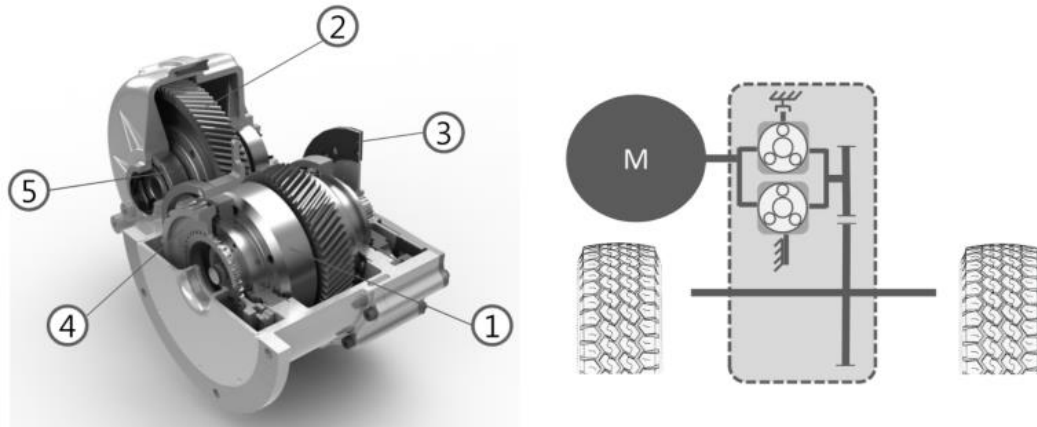


Figura 3.8 Transmisión de doble velocidad con dos conjuntos de engranes planetarios, donde 1) dos juegos de engranes planetarios integrados, 2) relación de transmisión de una sola etapa, 3) freno de fricción seca controlado, 4) embrague de empuje seleccionable, 5) mecanismo diferencial [7]

3.2.4 Transmisión continuamente variable

La transmisión continuamente variable (CVT) tiene un número infinito número de relaciones (entre los límites establecidos) y la posibilidad única para alterar las relaciones de transmisiones sin interrumpir el flujo de potencia. En general una CVT tiene una banda de acero, la cual conecta dos poleas de diámetro variable, la relación de transmisión cambia con el ajuste del diámetro de la polea, permitiendo la mejor velocidad posible en todo el intervalo de conducción del vehículo, lo que resulta en una mayor eficiencia del motor [7]. Otra ventaja de esta transmisión es el potencial para desacoplar la velocidad máxima y la aceleración, lo que en última instancia conduce a un mejor desempeño del vehículo. Sin embargo, es necesario considerar el peso adicional y los costos de la fabricación al diseñar una transmisión continuamente variable [7]. La figura 3.9 muestra una CVT con sistema de accionamiento servo-electromecánico.

Los diferentes tipos de transmisiones utilizadas en vehículos eléctricos descritas anteriormente, muestran las diferentes configuraciones de sistemas de transmisión que pueden ser implementados en estos vehículos. La simplicidad de una transmisión

incrementa la eficiencia de esta y por consiguiente el desempeño del vehículo. Un punto importante que destacar es que las transmisiones utilizadas en los vehículos eléctricos tienen una velocidad única o dos velocidades como máximo, a excepción de la transmisión continuamente variable, que cuenta con un número infinito de relaciones de transmisión, limitado por los diámetros variables en las poleas.

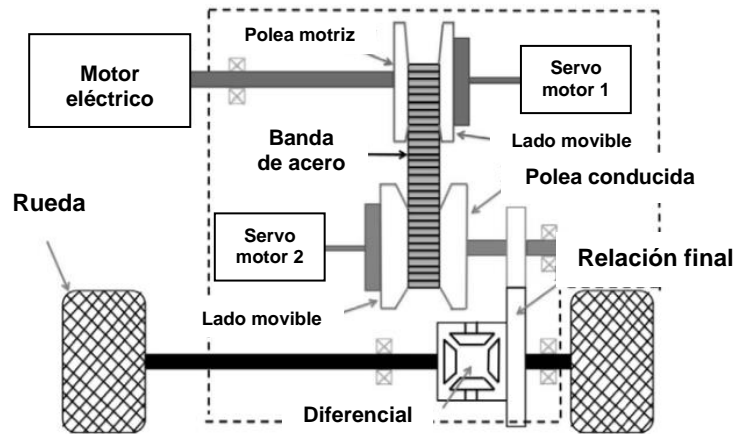


Figura 3.9 Transmisión continuamente variable con sistema de accionamiento servo-electromecánico [7]

3.3 Diferencial electrónico

Todos los vehículos requieren algún tipo de diferencial, dado que este mecanismo es indispensable cuando un vehículo gira. Para girar con seguridad, la rueda exterior debe girar más rápido que la rueda interior, esta condición es realizada por el diferencial. Al mismo tiempo, el diferencial actúa en la reducción de velocidad final en un vehículo y transmite la potencia a las ruedas. En este sentido, diferentes empresas automotrices, particularmente relacionadas con vehículos eléctricos, están trabajando con soluciones de vectorización de torque. Estas soluciones tienen la principal ventaja de remplazar el diferencial mecánico, dado que ya no es necesario, reduciendo así el peso global del tren motriz.

Al utilizar dos motores eléctricos y dos sistemas de transmisión en las ruedas motrices independientes, entonces un diferencial electrónico puede ser aplicado, el

cual recopila información sobre el funcionamiento del vehículo y lo transmite a cada motor eléctrico. A su vez el vehículo eléctrico influirá directamente en la velocidad de entrada en la transmisión, lo que resulta en una transmisión de salida adecuada y, por consiguiente, en la velocidad del vehículo [7].

Hay dos principales situaciones cuando se conduce un vehículo, en línea recta y en una curva constante. Para la primera situación, ambos motores eléctricos proveen la respectiva transmisión con la misma entrada de torque y velocidad, generando la misma salida en la rueda izquierda y derecha, así como el torque. Mientras que, en una curva constante, la rueda exterior debe rotar más rápido que la rueda interior durante el recorrido del vehículo en una curva. En consecuencia, los motores eléctricos reciben diferentes señales y, por tanto, el torque y la velocidad suministrada a las transmisiones de las ruedas motrices son también diferentes. Una evaluación correcta de las condiciones de conducción en una curva, la velocidad del vehículo y la distribución de la carga en el vehículo son parámetros clave para proporcionar información exacta de los motores, de modo que el vehículo pueda girar suavemente [7].

Así mismo, un diferencial electrónico (ED) realiza las mismas funciones que un diferencial mecánico y además destaca su simplicidad de construcción, dado que un ED evita el uso de mecanismos y engranajes complejos como se requieren en un diferencial mecánico y en una caja de transmisión. Otra ventaja significativa de un ED es la reducción de peso en el tren motriz, dado que el ED es construido a base de circuitos eléctricos, los cuales tienen una masa mucho menor que un diferencial mecánico. También, en los vehículos con tracción 4 x 4, el ED es viable para reemplazar el diferencial mecánico central, el cual tiene una estructura complicada y una masa considerable. Otra ventaja de un ED es su habilidad de conexión, es decir, el ED tiene la habilidad de cambiar fácil y rápidamente entre el eje de tracción trasero y delantero, esto para un programa de conducción establecido, o bien conectar las cuatro ruedas de tracción simultáneamente si así fuera requerido. Adicionalmente, el Torque es distribuido individualmente a cada rueda motriz, lo cual permite un mejor

control de la tracción y estabilización del vehículo. Una ventaja adicional de un ED es que este puede ser fácilmente reconfigurado en función de las condiciones específicas de manejo solicitadas por el usuario y también un ED permite la posibilidad de implementar un frenado regenerativo distribuido. En resumen, con un ED la potencia se transmitirá a ambas ruedas y principalmente a la rueda donde se requiere mayor tracción, a diferencia de un diferencial mecánico donde la potencia sólo se transmite a la rueda que gira libremente [1].

3.3.1 Velocidad crítica en curvas

Dos situaciones son consideradas para obtener la velocidad del vehículo crítica en curva, con el radio mínimo de giro del vehículo: la situación de deslizamiento lateral (derrape) y la situación de vuelco (volcadura).

En la situación de deslizamiento, la aceleración centrípeta es:

$$a = \frac{v^2}{R} \quad (3.1)$$

donde:

v = velocidad del vehículo en curva

R = radio de giro

La aceleración centrípeta está gobernada por la fricción estática horizontal (f_s), la cual relaciona el camino y los neumáticos del vehículo. A partir de la segunda ley de Newton, se sabe que a medida que la velocidad del vehículo incrementa, entonces la aceleración también incrementa considerablemente. Sin embargo, el incremento de la fricción estática no es ilimitado. Cuando la velocidad del vehículo alcanza cierta magnitud, entonces la fricción estática máxima ($f_{s, \text{máx}}$) alcanza un punto donde la fricción no puede incrementar más. En este punto, si la velocidad del vehículo continúa incrementándose, entonces la fricción estática será insuficiente para evitar la tendencia de deslizamiento por fricción estática. Por consiguiente, el derrape del vehículo empieza cuando [7]:

$$f_s = f_{s,\max} = \mu_s \cdot m \cdot g = \frac{m \cdot v_c^2}{R} \quad (3.2)$$

donde:

m = masas del vehículo

g = aceleración gravitacional

A partir de la ecuación (3.2) se obtiene que la velocidad crítica de deslizamiento lateral ($v_{c,deslizamiento}$) en función del coeficiente de fricción estático (μ_s) es:

$$v_{c,deslizamiento} = \sqrt{\mu_s \cdot R \cdot g} \quad (3.3)$$

Con respecto a la situación de volcadura, está por lo general ocurre en camiones grandes y pesados o bien en vehículos con un centro de gravedad alto.

La figura 3.10 muestra las fuerzas de reacción R_A y R_B para el neumático izquierdo y derecho, respectivamente; también F_A y F_B representan las fuerzas de fricción en los puntos de la curva, y F_C es la fuerza centrífuga determinada por:

$$F_C = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (3.4)$$

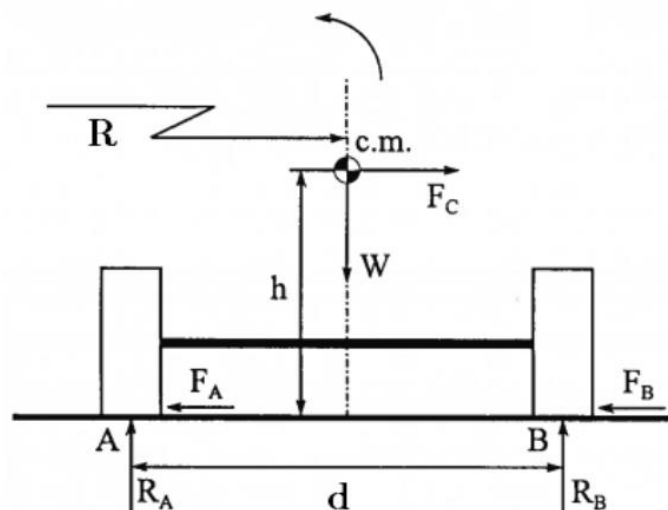


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre de un vehículo girando a la izquierda [7]

A partir de la sumatoria de torque con respecto al punto B, se tiene:

$$R_A \cdot d + \frac{m \cdot v^2}{R} h - m \cdot g \frac{d}{2} = 0 \quad (3.5)$$

donde:

d = distancia entre la rueda izquierda y derecha

En la situación donde el vehículo está en reposo ($v = 0$), la ecuación (3.5) se reduce a:

$$R_A \cdot d - m \cdot g \frac{d}{2} = 0 \quad (3.6)$$

O bien:

$$R_A = \frac{1}{2} m \cdot g \quad (3.7)$$

Esto demuestra que las fuerzas de reacción en la rueda izquierda y derecha tienen la misma magnitud, cada una soporta la mitad del peso del vehículo. Por lo tanto, cuando el vehículo está girando a la izquierda se tiene:

$$R_A = \frac{1}{2} m \cdot g - \frac{m \cdot v^2}{R \cdot d} h \quad (3.8)$$

A partir de la ecuación (3.8) se deduce que la fuerza de reacción de la rueda izquierda R_A disminuye cuando la velocidad del vehículo aumenta en las curvas y/o el radio de giro disminuye. La situación crítica ocurre cuando $R_A = 0$. Por consiguiente, el vehículo volcará si la velocidad del vehículo en una curva es mayor que v_c . Por tanto, la situación límite se obtiene al igualar [7]:

$$m \cdot g \frac{d}{2} = \frac{m \cdot v^2}{R} h \quad (3.9)$$

Reordenando la ecuación, se puede obtener la velocidad crítica de volcadura del vehículo en una curva como:

$$v_{c, volcadura} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot g \cdot R \cdot \frac{d}{h}} \quad (3.10)$$

Cabe mencionar que los vehículos de pasajeros tienen un radio de giro (R) entre 7 m y 9 m. En esta investigación se utiliza un radio de giro de 9 m para determinar las velocidades críticas de deslizamiento lateral y de volcadura establecidas para el prototipo de vehículo eléctrico diseñado. La tabla 3.1 muestra los parámetros y velocidades críticas calculadas.

Tabla 3.1 Cálculo de velocidades críticas en curvas

Distancia entre la rueda izquierda y derecha, d	1.2 m
Altura del centro de masa, h	0.5 m
Radio de giro, R	9.0 m
Coefficiente de fricción estático, μ_s	0.8
$V_{c, deslizamiento}$	30.2 km/h
$V_{c, volcadura}$	37.0 km/h

A partir de la tabla 3.1, la velocidad de deslizamiento lateral en una curva ocurre cuando el prototipo de vehículo eléctrico tenga una velocidad de 8.4 m/s (30.2 km/h).

También, con la velocidad crítica del vehículo, es posible conocer la velocidad de la rueda izquierda y derecha. Como resultado, el diferencial electrónico debe utilizar esta información para proporcionar activamente la entrada deseada al motor eléctrico y así obtener la salida requerida en la respectiva rueda.

3.3.2 Dirección Ackerman

El modelo geométrico de dirección de Ackerman, mostrado en la figura 3.11, es considerado para realizar las siguientes consideraciones [7]:

El ángulo de dirección de Ackerman (δ) está determinado por:

$$\delta = \frac{L}{R} - K \frac{v^2}{g \cdot R} \quad (3.11)$$

donde:

L = distancia entre ejes de las ruedas, frontal y trasero

K = constante que considera el efecto de la distribución del peso y la rigidez del neumático en una curva

El factor K es considerado como cero en el análisis inicial, resultando en una condición de dirección neutral. Los ángulos de dirección interior y exterior determinados por las ecuaciones (3.12) y (3.13) respectivamente, para la rueda frontal son:

$$\delta_1 = \arctan \left[\frac{L \cdot \tan \delta}{L - ((P/2) \tan \delta)} \right] \quad (3.12)$$

$$\delta_2 = \arctan \left[\frac{L \cdot \tan \delta}{L + ((P/2) \tan \delta)} \right] \quad (3.13)$$

donde:

P = distancia entre el pivote central de la rueda izquierda y derecha

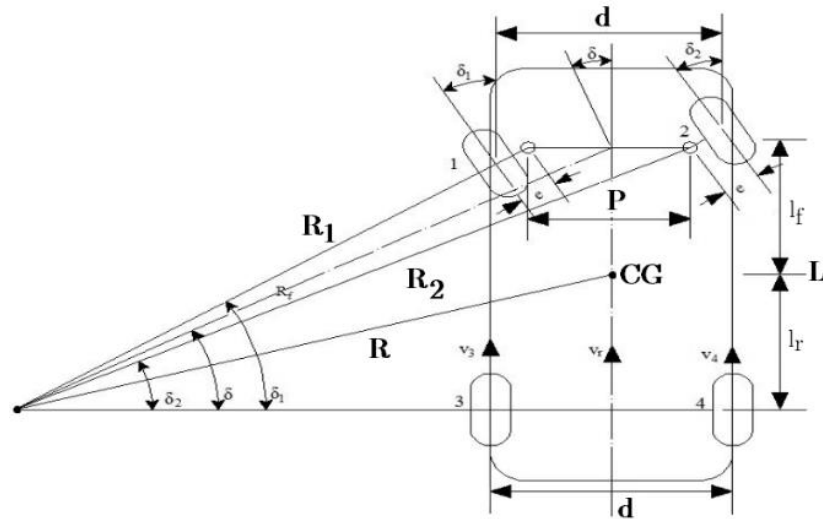


Figura 3.11 Modelo geométrico de Ackerman, de trayectoria curva [7]

El radio de giro de las rueda frontal izquierda y derecha es requerido para determinar la respectiva velocidad de las ruedas. El radio de giro de la rueda interior izquierda está determinado por:

$$R_1 = \frac{L}{\text{sen}\delta_1} \quad (3.14)$$

El radio de giro de la rueda exterior derecha es:

$$R_2 = \frac{L}{\text{sen}\delta_2} \quad (3.15)$$

La velocidad angular de las ruedas frontales, izquierda y derecha pueden ser calculados con las ecuaciones (3.16) y (3.17) respectivamente.

$$\omega_1 = \frac{v \cdot R_1}{R \cdot r_t} \quad (3.16)$$

$$\omega_2 = \frac{v \cdot R_2}{R \cdot r_t} \quad (3.17)$$

donde

R = radio de giro del vehículo (con respecto al centro de gravedad)

r_t = radio efectivo de la rueda

La velocidad angular (ω) está expresada en rad/s, sin embargo, esta puede ser expresada en revoluciones por minuto.

$$\eta_1 = \omega_1 \frac{60}{2\pi} \text{ [rpm]} \quad (3.18)$$

$$\eta_2 = \omega_2 \frac{60}{2\pi} \text{ [rpm]} \quad (3.19)$$

Finalmente, la velocidad rotacional que el motor eléctrico debe proveer a la entrada de la transmisión está dada por:

$$\eta_{1,motor} = \eta_1 \cdot i_g \quad (3.20)$$

$$\eta_{2,motor} = \eta_2 \cdot i_g \quad (3.21)$$

Donde i_g es la relación de transmisión global.

La tabla 3.2 muestra los parámetros requeridos, los cuales son constantes en los siguientes cálculos. La relación de transmisión global está determinado al multiplicar las dos etapas de transmisión mostradas en el siguiente capítulo. La distancia entre el pivote central (P) de la rueda izquierda y derecha es una medida aproximada, comparada con la distancia entre la rueda izquierda y derecha (d).

Tabla 3.2 Parámetros requeridos para cálculo de ángulos y velocidades rotacionales

Relación de transmisión global, i_g	1.8235
Distancia entre eje delantero y trasero, L	1.88 m
Distancia entre el pivote central de la rueda izquierda y derecha, P	0.95 m
Radio efectivo de la rueda, r_t	0.26 m

Los resultados de los cálculos a partir de los parámetros anteriores son mostrados la tabla 3.3, tomando en cuenta un radio de giro de 9 m y una velocidad crítica de deslizamiento lateral de 8.4 m/s (30.2 km/h).

Tabla 3.3 Resultados de ángulos y velocidades rotacionales

Ángulo de dirección de Ackerman, δ	0.2089 rad
Ángulo de dirección interior, para la rueda frontal, δ_1	0.2203 rad
Ángulo de dirección exterior, para la rueda frontal, δ_2	0.1986 rad
Radio de giro de la rueda interior izquierda, R_1	8.60 m
Radio de giro de la rueda interior derecha, R_2	9.53 m
Velocidad angular, para rueda frontal izquierda, ω_1	295.01 rpm
Velocidad angular, para rueda frontal derecha, ω_2	326.88 rpm
Velocidad rotacional, motor izquierdo, $\eta_{1, motor}$	538 rpm
Velocidad rotacional, motor derecho, $\eta_{2, motor}$	596 rpm

A partir de los resultados presentados en la tabla 3.3, y como se anticipó, la velocidad rotacional de la rueda interior es menor en comparación con la velocidad rotacional de la rueda exterior. En consecuencia, el ángulo de dirección interior es mayor que el ángulo de dirección exterior.

Con el radio de giro especificado $R = 9$ m y las condiciones de velocidad del vehículo, se tiene que la rueda izquierda (interior) tiene una velocidad aproximada de 29 km/h y la rueda derecha (exterior) toma la curva a 32 km/h, cuando el vehículo toma una curva a una velocidad aproximada de 30 km/h.

Las velocidades rotacionales de las ruedas y los motores en un intervalo de velocidad del vehículo son mostradas en las figuras 3.12 y 3.13. La figura 3.12 corresponde a un radio de giro $R = 9$ m, mientras que la figura 3.13 corresponde a un radio de giro $R = 30$ m. A partir de estas gráficas se concluye que a medida que incrementa el radio de giro, la diferencia en la velocidad rotacional de las ruedas izquierda y derecha disminuye.

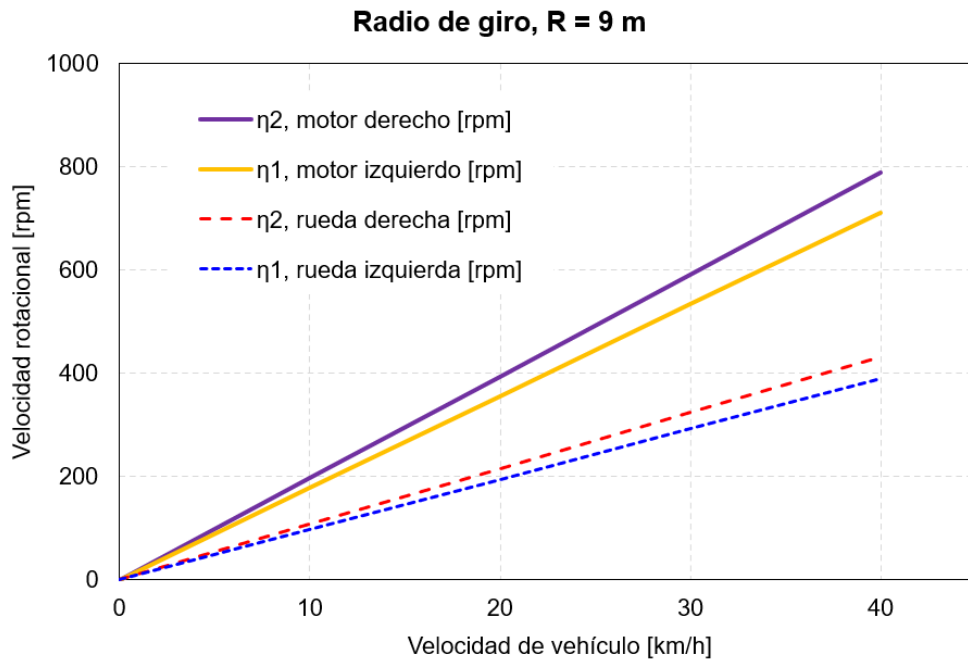


Figura 3.12 Velocidad de rotación de la rueda y el motor en un intervalo de velocidad del vehículo eléctrico, R = 9 m

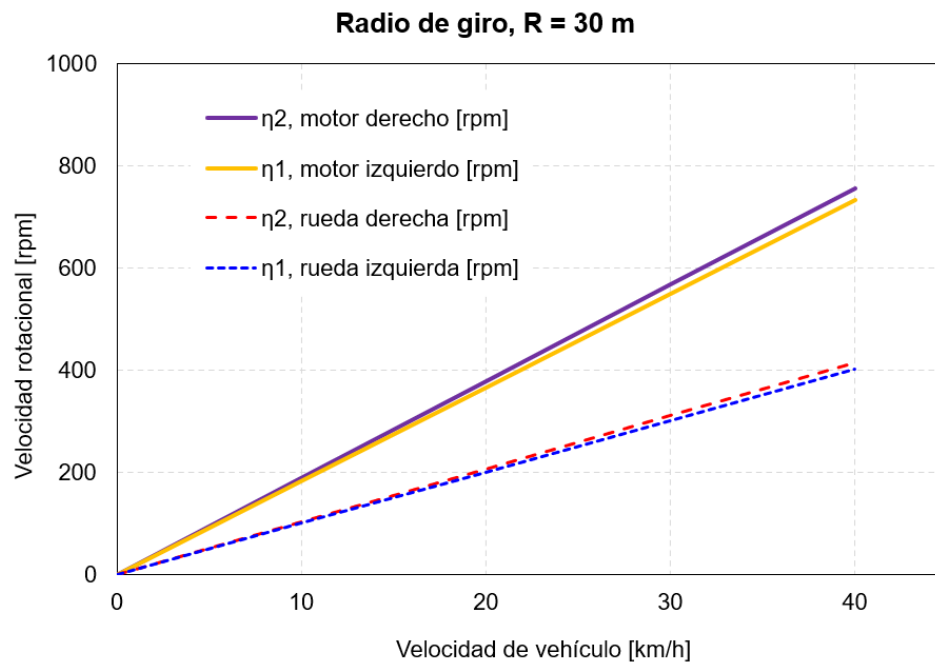


Figura 3.13 Velocidad de rotación de la rueda y el motor en un intervalo de velocidad del vehículo eléctrico, R = 30 m

Adicionalmente, el diferencial electrónico debe considerar la constante K, la cual considera la distribución de peso en el vehículo y la rigidez del neumático en una curva. Esta constante es calculada de acuerdo con [7]:

$$K = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \quad (3.22)$$

donde

W_f, W_r = peso del vehículo frontal y trasero respectivamente

$C_{\alpha f}, C_{\alpha r}$ = rigidez de la rueda en una curva, frontal y trasera respectivamente

La figura 3.14 muestra la influencia de la constante K en la dirección del vehículo. Una constante K positiva resulta en un subviraje del vehículo, mientras que una constante K negativa conduce a una situación de sobreviraje.

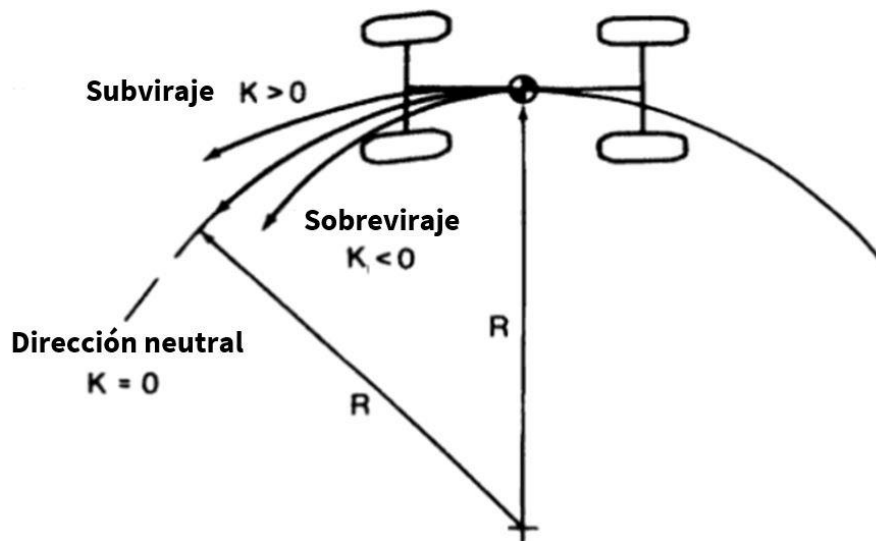


Figura 3.14 Influencia de la constante K en la dirección del vehículo [7]

La condición de subviraje es característica de vehículos con tracción delantera, a partir de que usualmente hay una mayor carga en el eje frontal comparado con el eje

trasero. Por otro lado, el sobreviraje no es muy común y es más difícil compensar desde el lado del conductor. El conductor tiene que girar el volante en la dirección opuesta de la curva, a diferencia del caso de subviraje, donde debe girar hacia la dirección de la curva [7].

La rigidez del neumático en la curva está determinada por:

$$C_{\alpha f} = \frac{W_f}{2} \cdot Factor \quad (3.23)$$

El Factor indicado en la ecuación (3.23) representa la rigidez del neumático en la curva $C_{\alpha f,r}$ con respecto a la carga que el neumático está sujeto. Un valor entre 11% a 19% es generalmente empleado [7].

La tabla 3.4 presenta los ángulos de dirección, junto con el radio de giro respectivo, para la condición de subviraje y sobreviraje con un valor de constante de 0.1 y -0.1, respectivamente. A partir de los resultados mostrados en la tabla 3.4 se puede concluir que tanto en subviraje y en sobreviraje se incrementa y disminuye respectivamente el radio de giro. Cuando la constante K es positiva, el radio de giro calculado (tanto como para la rueda interior y la rueda exterior) es mayor que el radio de giro establecido, en este caso $R = 9$ m. Por el contrario, los radios calculados para la rueda interior y exterior son inferiores que el radio establecido para una constante K negativa.

Tabla 3.4 Resultados para condición de subviraje y sobreviraje

	Tracción delantera	Tracción trasera
	Subviraje (K > 0)	Sobreviraje (K < 0)
Constante, K	0.1	-0.1
Ángulo de dirección de Ackerman, δ	0.1289 rad	0.2889 rad
Ángulo de dirección interior, para la rueda frontal, δ_1	0.1332 rad	0.3109 rad
Ángulo de dirección exterior, para la rueda frontal, δ_2	0.1248 rad	0.2697 rad
Radio de giro, R	9.0 m	9.0 m
Radio de giro de la rueda interior izquierda, R_1	14.1557 m	6.1453 m
Radio de giro de la rueda interior derecha, R_2	15.0979 m	7.0557 m

De este modo, el diferencial electrónico debe también tomar en cuenta la variación de la constante K , para proveer correctamente a los motores eléctricos la información necesaria, de modo que puedan compensar adecuadamente, la velocidad de entrada en la transmisión, resultando en una adecuada gestión del vehículo en una trayectoria curva.

Cuando el diseño del vehículo está completo, se puede determinar si el vehículo entrará significativamente en subviraje y, por consiguiente, se debe realizar el correspondiente ajuste de la suspensión y optimización del peso, a fin de obtener un desempeño deseable en una curva, especialmente en altas velocidades, donde la inestabilidad aumenta y puede conducir a situaciones que pongan en peligro la vida de los pasajeros.

3.4 Modelo CAD de transmisión de dos velocidades para vehículo eléctrico

Como se mencionó en el capítulo 2, sección 2.2, uno de los principales beneficios de los vehículos eléctricos alimentados por baterías es la simplicidad de su tren motriz. Con el uso de engranes reductores entre el motor de accionamiento y una relación de transmisión final es posible minimizar la lista de componentes y el costo del tren motriz, además de obtener un desempeño aceptable del vehículo.

En este sentido, el sistema de transmisión desarrollado por la empresa canadiense es un sistema de transmisión de dos velocidades innovador, como se muestra en la figura 3.15. Por consiguiente, en esta investigación se analizaron las ventajas y desventajas de la implementación y fabricación de este sistema de transmisión de dos velocidades. Para el análisis de este sistema de transmisión, se elaboró el modelo CAD del sistema de transmisión, mostrado en la figura 3.16.



Figura 3.15 Sistema de transmisión de dos velocidades, con engranes particionados [21]

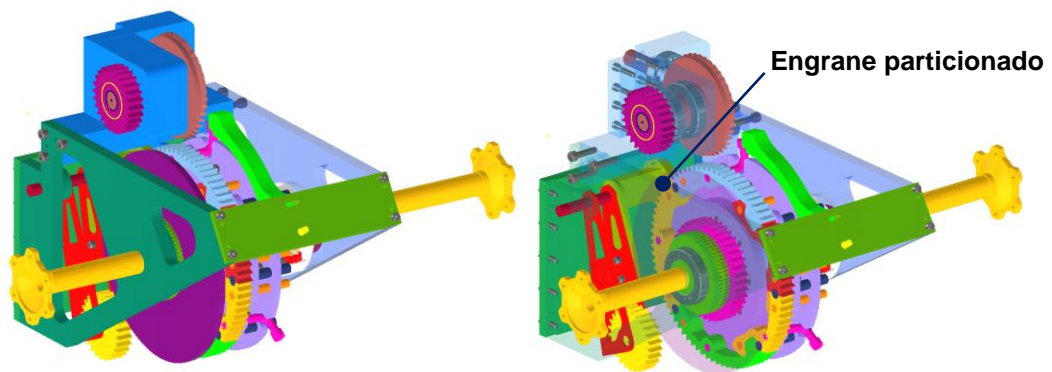


Figura 3.16 Modelo CAD de sistema de transmisión de dos velocidades

El modelo CAD desarrollado permitió concluir que la transmisión de dos velocidades, conocido como *Ingear unit*, propuesta por la empresa Inmotive Inc., parece ser eficiente de acuerdo con los resultados reportados en pruebas vehiculares, sin embargo, la fabricación de los componentes mecánicos que integran la transmisión de dos velocidades, específicamente el engrane particionado mostrado en la figura, resulta tener un alto costo de fabricación dada la precisión de maquinado que se requiere para su ensamble y buen funcionamiento en el sistema. En este sentido, se optó por buscar una solución alterna de sistema de transmisión, que resulte ser más simple y a su vez eficiente para ser implementada en el prototipo de vehículo eléctrico que se desea diseñar en esta investigación.

Capítulo 4

Diseño de sistema de tracción con dos motores BLDC

4.1 Diseño de sistema de tracción con dos motores BLDC

El sistema de tracción diseñado en esta investigación tiene potencial para ser explorado, dado que es un sistema de tracción trasera que incluye dos motores BLDC, el cual tiene acoplado un motor a cada rueda motriz por medio de una transmisión de cadena, esto permite reducir la velocidad del árbol de transmisión de salida del motor BLDC y a su vez se logra incrementar en un 66.6% el torque del motor, en consecuencia, el sistema de tracción diseñado provee la suficiente fuerza de empuje necesaria para vencer las fuerzas resistivas de un automóvil, que se muestran en la figura 4.1.

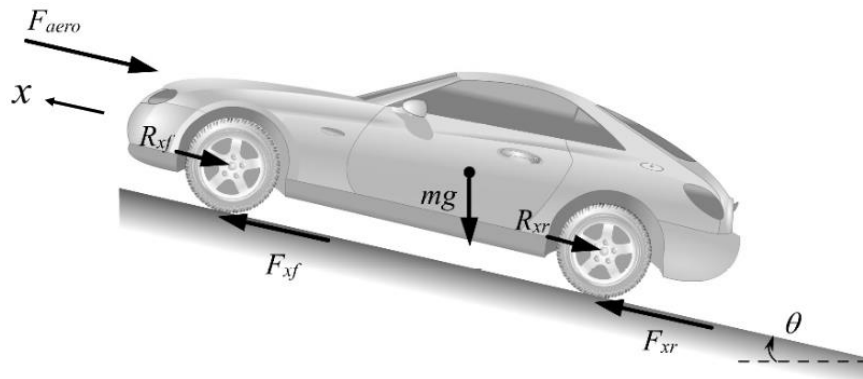


Figura 4.1 Fuerzas longitudinales que actúan en un vehículo que se desplaza en un camino inclinado [38]

Hay que mencionar, además que el diseño del sistema de tracción mostrado en esta sección parte de un análisis minucioso de los recursos disponibles que podrían ser utilizados para dicho diseño, estos recursos incluyen el vehículo base, los componentes mecánicos y eléctricos. En primer lugar, se realizó una revisión bibliográfica detallada, donde se encontró que diferentes autores han construido prototipos de BEV a partir de vehículos tipo go kart como el que se muestra en la figura 4.2, por lo que se decidió

elegir la plataforma del vehículo todo terreno tipo go kart disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica, mostrado en la figura 4.3 y sus respectivas especificaciones técnicas mostradas en la figura 4.4.

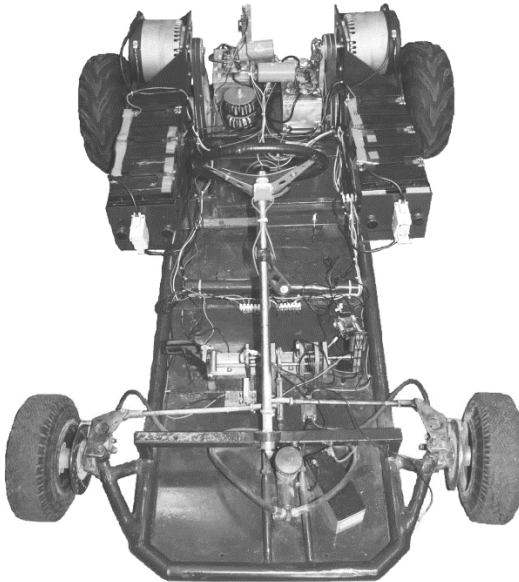


Figura 4.2 Prototipo de auto eléctrico con dos motores BLDC y diferencial electrónico, utilizando una plataforma de vehículo tipo go kart [35]



Figura 4.3 Vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2

Especificaciones Técnicas del vehículo todo terreno, modelo 150GKA-2

Motor	150cc, Enfriado por aire, 4 tiempos, 1 cilindro, automático
Potencia	10.5 hp@7 500 rpm
Máximo Torque	10.5 Nm@4 500 rpm
Combustible	Gasolina, 90 octanos sin plomo
Tipo de arranque	Arranque eléctrico por llave
Transmisión	Transmisión por cadena
Engranaje	Avance-Neutral-Reversa
Cambio de engranaje	Manual
Ignición	Encendido por descarga de capacitor
Frenos	Frenos delanteros y traseros de disco + freno de emergencia
Suspensión delantera	Brazo doble con amortiguamiento hidráulico al impacto
Suspensión trasera	Brazo oscilante con amortiguamiento hidráulico al impacto
Ruedas delanteras [pulg]	21x7-10
Ruedas traseras [pulg]	22x11-10
Asientos	Asientos ajustables con doble acolchado
Seguridad	Arneses de seguridad dobles de cuatro puntos
Velocidad máxima	36 mph (57.9 km/h)
Interruptor de apagado de motor	Si
Luces delanteras	Si
Luces traseras	Si
Luces direccionales	Si
Claxon	Si
Capacidad del tanque de combustible	1.6 galones (6.0 l)
Distancia entre ejes [pulg]	74.2
Batería	12 V / 9 A
Peso bruto	695 lb (315.2 kg)
Peso neto	581 lb (263.5 kg)
Carga máxima	440 lb aprox. (200 kg)
Tamaño [pulg]	96.5 largo x 59.5 ancho x 62.2 altura
Distancia del suelo hasta la rueda dentada trasera	6 pulg aprox.
Distancia entre el asiento y los pedales	36 – 41 pulg

Figura 4.4 Especificaciones del vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2

Luego, se analizaron los componentes mecánicos disponibles en dicho vehículo y que podrían ser reutilizados para el diseño del nuevo sistema de tracción, esto con el fin de optimizar los costos de fabricación de este y que además se puedan adquirir los componentes mecánicos adicionales que se requieran directamente del fabricante del vehículo.

Posteriormente, se realizó un bosquejo general del diseño teniendo presente que el nuevo diseño del sistema de tracción utilice dos motores eléctricos y esté basado en el principio de control cooperativo, es decir, cada motor eléctrico transmitirá de forma independiente el torque y la velocidad angular a las ruedas de tracción por medio de una transmisión de cadena, y a su vez los motores realizarán un trabajo colaborativo a través de un diferencial electrónico, el cual, sería el encargado de gestionar la energía y los comandos necesarios para el funcionamiento adecuado de los motores eléctricos durante una maniobra del vehículo.

A continuación, se realizó la medición física detallada de todos los componentes mecánicos que serían reutilizados en el nuevo sistema de tracción, esta medición permitió generar el modelo CAD del diseño. Cabe mencionar que se utilizó como transmisión de potencia, un sistema de transmisión flexible de cadena porque el vehículo go kart seleccionado trae incluido este sistema de transmisión y es conveniente adaptarlo al nuevo sistema de tracción diseñado, a fin de reutilizar el árbol de transmisión, las ruedas dentadas (*sprocket*) y cadena de transmisión mostrados en la figura 4.5. El sistema de transmisión de potencia original consta de una sola transmisión de cadena, sin embargo, el nuevo diseño de tracción incluye dos etapas de transmisión de cadena, con el fin de transmitir y amplificar el torque desde la rueda dentada del motor hasta el árbol de transmisión de cada rueda de tracción.

Es importante mencionar que el vehículo tipo go kart modelo 150GKA-2 dispone de un sistema de tracción en las ruedas traseras, integrado por un motor de combustión interna y una transmisión por cadena, sin embargo, el vehículo no cuenta con un diferencial mecánico, sino que el árbol de transmisión de las ruedas traseras trasmite la misma magnitud de velocidad angular y torque en ambas ruedas traseras. El diseño

original del vehículo go kart modelo 150GKA-2 podría causar que el vehículo entre a una condición de subviraje o sobreviraje cuando el vehículo se traslade sobre en una trayectoria curva.

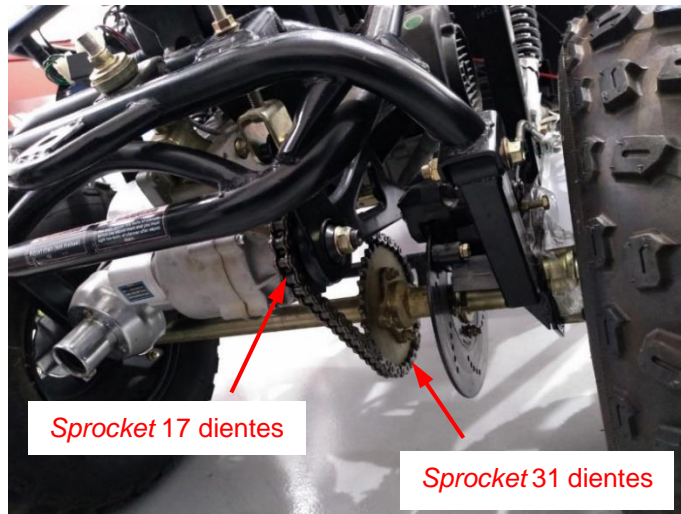


Figura 4.5 Sistema de tracción trasera con transmisión por cadena en vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2

También se midió y se reutilizó el chasis del vehículo mostrado en la figura 4.6, para montar la placa base que sostiene a los dos motores eléctricos y los componentes mecánicos del nuevo sistema de tracción, es decir, se retiró el motor de combustión interna y el sistema de tracción actual, a fin de medir los componentes que serán reutilizados en el nuevo sistema de tracción.

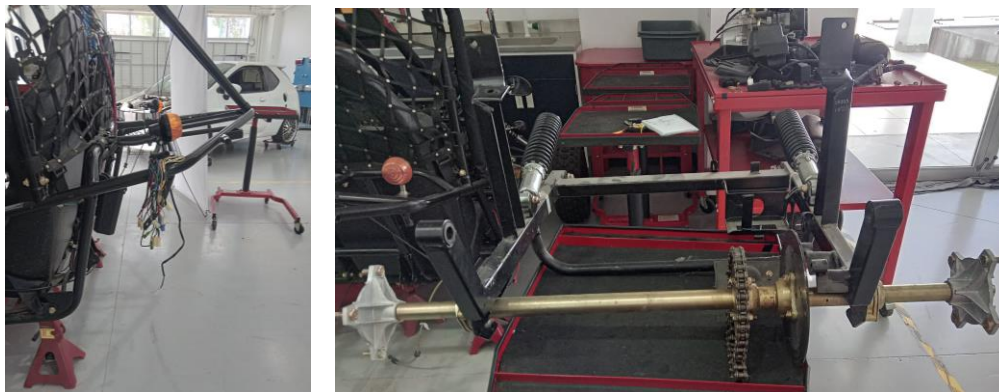


Figura 4.6 Adaptación del nuevo sistema de tracción en chasis del vehículo Go Kart modelo 150GKA-2

El motor original de combustión interna fue reemplazado por dos motores tipo BLDC de 5 kW a 48 V, enfriado por ventilador, como se muestra en la figura 4.7, cabe mencionar que la Facultad de Ciencias de la Electrónica dispone de estos motores y también son utilizados en otros proyectos de investigación, sin embargo, resultó conveniente utilizarlos en el diseño del nuevo sistema de tracción, considerando para ello los cálculos requeridos para determinar si estos dos motores son capaces de proporcionar el torque suficiente para vencer las fuerzas resistivas y alcanzar la velocidad máxima calculada, cuando estos realicen un trabajo cooperativo. Asimismo, estos motores eléctricos serán utilizados para construir en el mediano plazo el prototipo físico del sistema de tracción presentado en este trabajo de investigación.

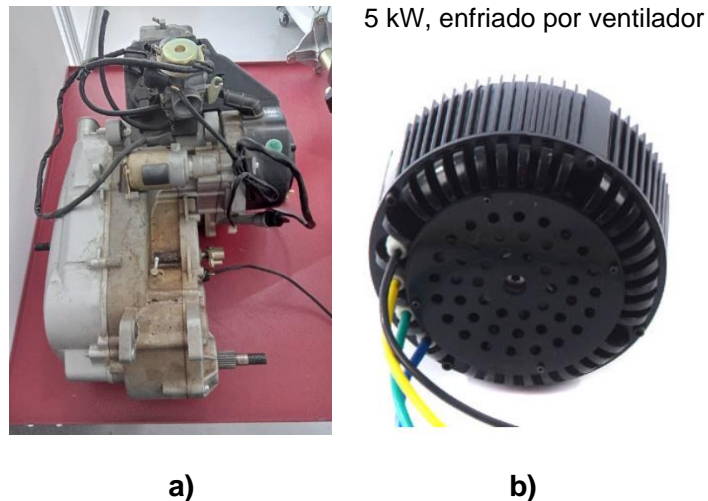
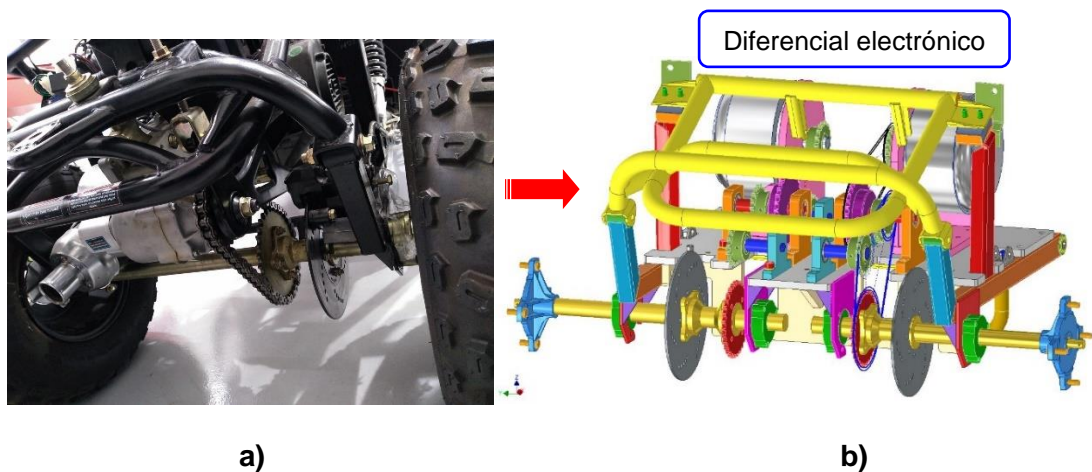


Figura 4.7 a) Motor de combustión interna de vehículo Go kart, b) Motor BLDC 5 kW a 48 V, enfriado por ventilador

El sistema de suspensión original del vehículo se conservó sin cambios. Finalmente, el diseño del sistema de tracción completamente ensamblado se muestra en las figuras 4.8 y 4.9, donde se observa que el diseño es simétrico, permitiendo así que la fabricación y el ensamble de los nuevos componentes mecánicos sea más eficiente. A diferencia del sistema de transmisión original, el nuevo sistema de tracción

incluye un motor eléctrico totalmente independiente para cada rueda motriz trasera, permitiendo así integrar un diferencial electrónico en la siguiente etapa de la investigación, la figura 4.8 muestra el sistema de tracción original y el nuevo diseño del sistema de tracción. Además, la figura 4.9 muestra diferentes vistas del nuevo sistema de tracción que se desea construir e implementar en el mediano plazo sobre la plataforma del vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2. Es importante mencionar que una de las ventajas del nuevo sistema de tracción es que éste puede ser montado y desmontado del vehículo actual, permitiendo así que el vehículo todo terreno disponga de dos sistemas de tracción y pueda utilizar el sistema de tracción que requiera el usuario final en función de la necesidad.



a) b)
Figura 4.8 a) Sistema de tracción actual, b) Sistema de tracción con dos motores BLDC y árboles de transmisión independientes

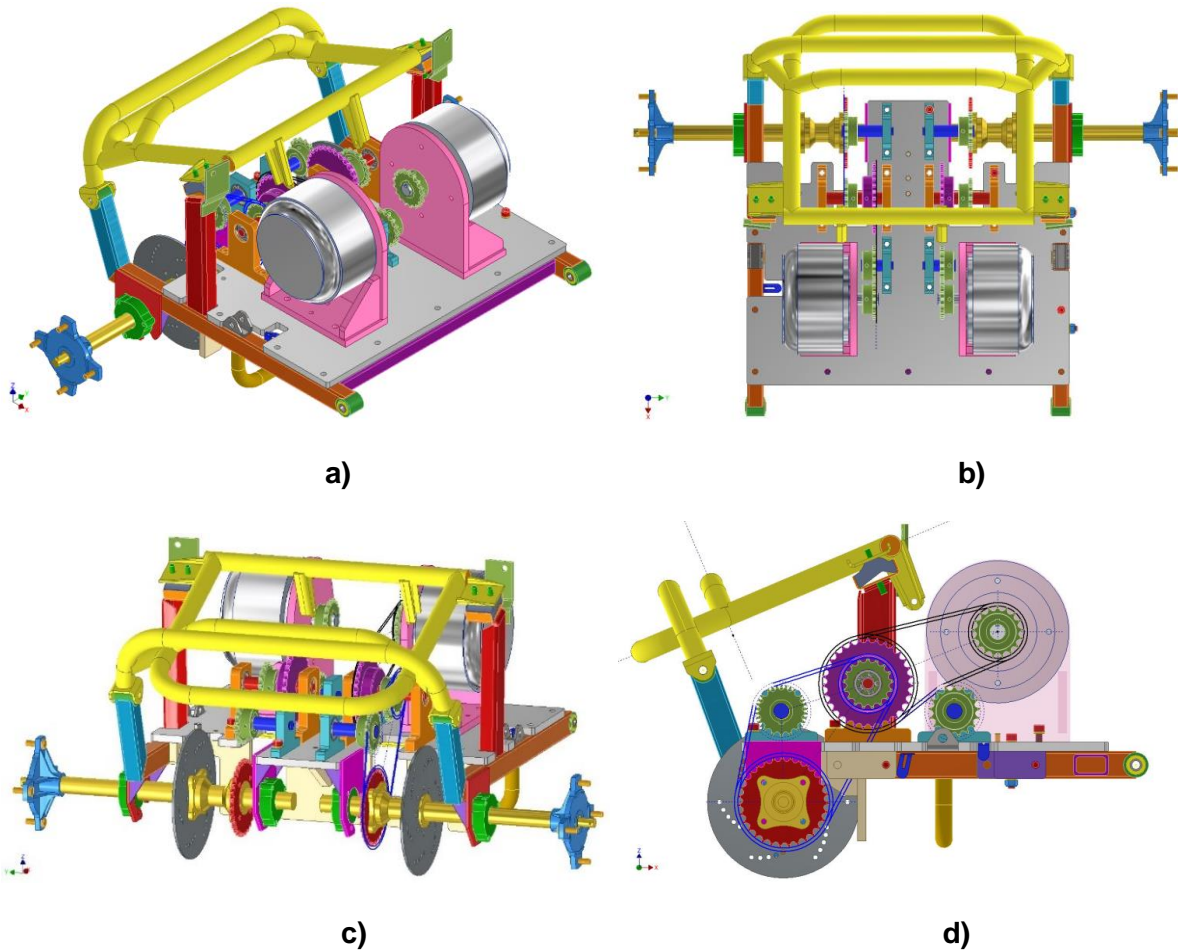


Figura 4.9 Sistema de tracción con dos motores BLDC, donde a) Vista isométrica, b) Vista superior, c) Vista isométrica posterior, d) Relaciones de transmisión por cadenas

El siguiente punto trata de la innovación que presenta este diseño de sistema de tracción, la cual consiste en que los dos motores BLDC requieren funcionar simultáneamente por medio de un diferencial electrónico. Actualmente, hay dos tipos de diferenciales disponibles, los diferenciales electrónicos y los diferenciales mecánicos. Hay que mencionar que los diferenciales electrónicos utilizan comandos para controlar la potencia transmitida a cada rueda y así obtener el torque requerido para vencer las fuerzas resistivas.

Además, los diferenciales electrónicos son introducidos en los vehículos eléctricos para proveer a los pasajeros mejor estabilidad y control del vehículo en su recorrido. Una ventaja potencial de reemplazar un diferencial mecánico por un diferencial electrónico es que el vehículo llega a ser más ligero y eficiente, también un menor mantenimiento es requerido [35]. No obstante, el alcance de este trabajo solo incluye el diseño mecánico del sistema de tracción, en consecuencia, el presente documento no incluye el desarrollo y/o metodología del diferencial electrónico mencionado, dado que un diferencial electrónico es un sistema complejo que será desarrollado en un trabajo de investigación subsiguiente al trabajo presentado en este documento.

4.2 Curvas características de motores

El sistema de tracción diseñado es un sistema mecánico que incluye dos motores eléctricos del tipo BLDC, sin embargo, actualmente el vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2 utiliza un motor de combustión interna de un solo pistón, de cuatro tiempos, enfriado por aire, con una transmisión tipo CVT con reversa integrada, el cual se muestra en la figura 4.10.

Asimismo, los motores de combustión interna y los motores eléctricos ofrecen ventajas y desventajas en cuanto a su funcionamiento, lo cual, se ve reflejado en su capacidad de torque y potencia. Es decir, un motor eléctrico ofrece la ventaja de que a muy baja velocidad angular transmite un alto torque y éste se mantiene constante hasta una velocidad angular determinada, a diferencia de un motor de combustión interna, el torque máximo lo alcanza a una velocidad angular mayor y podría mantenerse constante hasta una velocidad angular determinada o bien disminuir gradualmente a medida que se incremente la velocidad angular.



Tipo de motor	1 cilindro, 4 tiempos, enfriado por aire
Escape	149.6 ml
Transmisión	CVT con reversa integrada

Figura 4.10 Motor de combustión interna de vehículo todo terreno tipo Go Kart modelo 150GKA-2

Por consiguiente, en esta metodología se analizaron las curvas características de torque y potencia para el motor eléctrico a utilizar en el diseño del nuevo sistema de tracción y para el motor de combustión interna utilizado en el vehículo actual. La figura 4.11 muestra las curvas características de ambos motores, donde se observa que el motor eléctrico tiene un torque constante de 24.12 N-m prácticamente desde el arranque del motor hasta 2 389 rpm, mientras que el torque máximo del motor de combustión interna tiene un torque máximo de 10.5 N-m @ 4 500 rpm. En otras palabras, el motor eléctrico ofrece una ventaja importante sobre el motor de combustión interna dado que prácticamente desde el arranque el motor eléctrico otorga su máximo torque y por consiguiente el vehículo tendrá una magnitud significativa de fuerza de empuje para vencer las fuerzas resistivas cuando el vehículo se ponga en movimiento a partir de una condición de reposo.

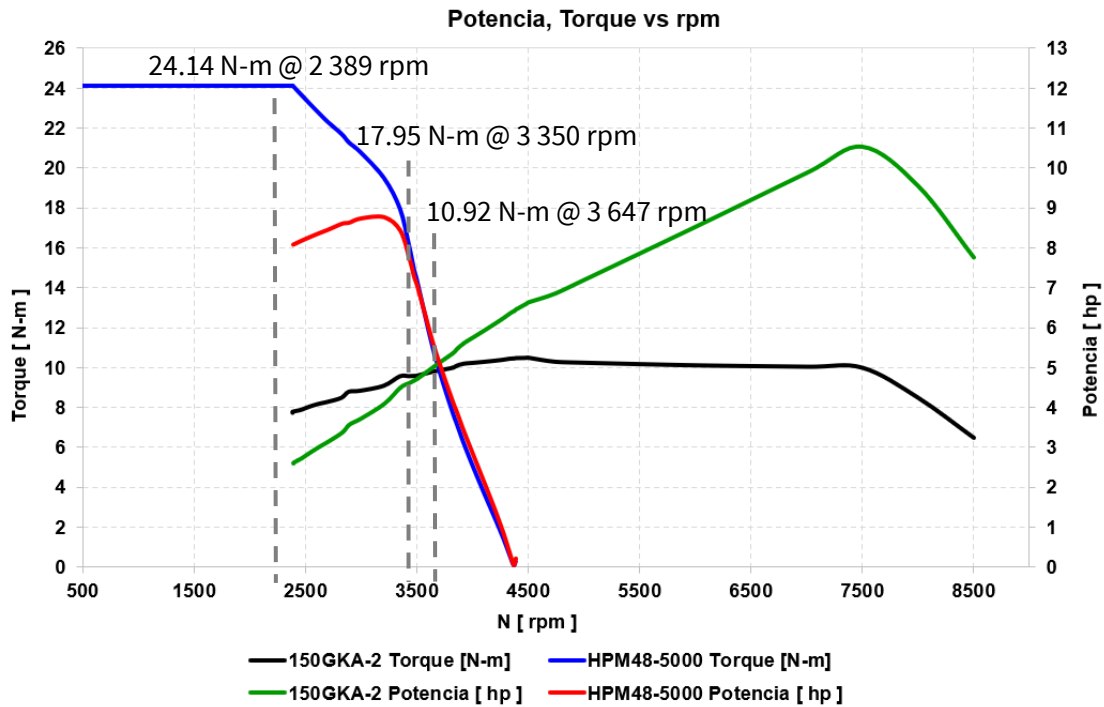


Figura 4.11 Curvas características de motor de combustión interna y motor BLDC

Luego de analizar y comparar las curvas características de ambos motores, se determinó el intervalo de trabajo del motor eléctrico BLDC, donde la máxima velocidad angular del motor eléctrico será de 3 647 rpm, la cual será limitada por el controlador electrónico del motor. Esto porque la potencia máxima del motor eléctrico indicada en la ficha técnica es de $P_{m\acute{a}x} = 8.64 \text{ hp @ } 2\ 892 \text{ rpm}$, por consiguiente, la potencia máxima se encuentra dentro del intervalo de trabajo establecido, como se muestra en la figura 4.12.

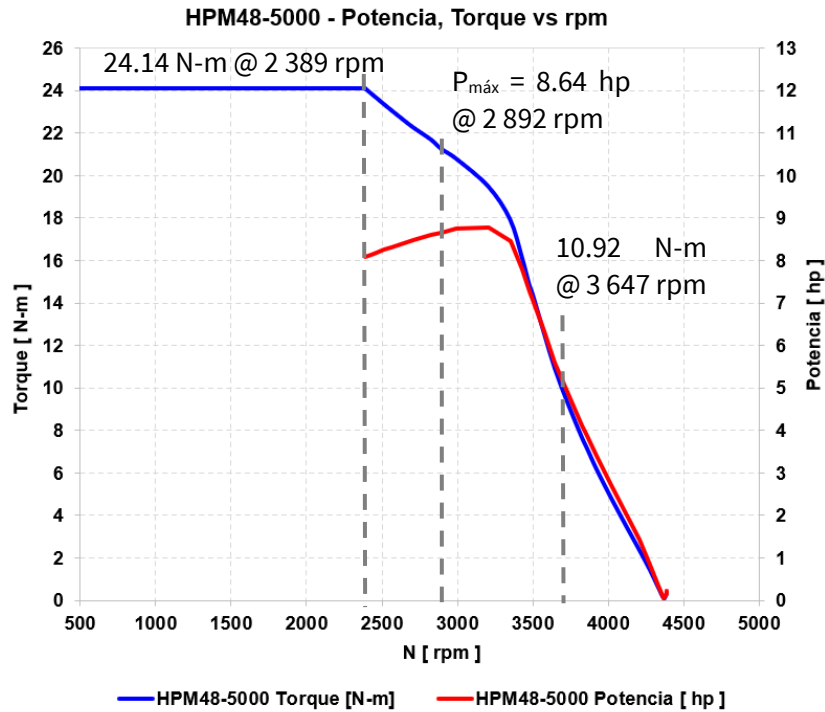


Figura 4.12 Intervalo de trabajo del motor eléctrico BLDC

4.3 Relaciones de transmisión de cadena

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, se considera larga vida útil y la capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia. El Instituto Nacional Estadounidense de Estándares, más conocido como ANSI (por sus siglas en inglés, *American National Standards Institute*) estandarizó las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños [39]. En la figura 4.13 se muestra la nomenclatura de una cadena de rodillos de doble hilera. El paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos. El ancho es el espacio interior entre las placas del eslabón. Estas cadenas se fabrican de hileras sencillas, dobles, triples y cuádruples. Las dimensiones de los tamaños estándar se muestran en la tabla 4.1.

La figura 4.14 muestra una rueda dentada (también conocida como catarina o *sprocket* en inglés) que impulsa una cadena y que gira en el sentido contrario a las manecillas del reloj. Al designar el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por γ y

el diámetro de paso de la rueda dentada por D , de la trigonometría de la figura se desprende que:

$$\operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2} \quad \text{o bien} \quad D = \frac{p}{\operatorname{sen}(\gamma/2)} \quad (4.1)$$

Dado que $\gamma = 360^\circ/N$, donde N es el número de dientes de la rueda dentada, la ecuación (4.1) se escribe como:

$$D = \frac{p}{\operatorname{sen}(180^\circ/N)} \quad (4.2)$$

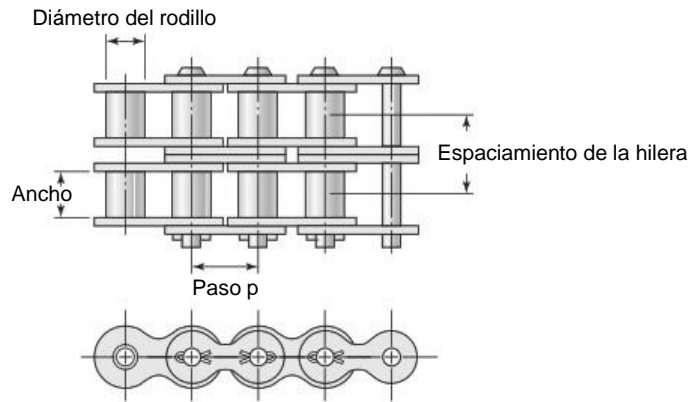


Figura 4.13 Relaciones de transmisión por cadena [39]

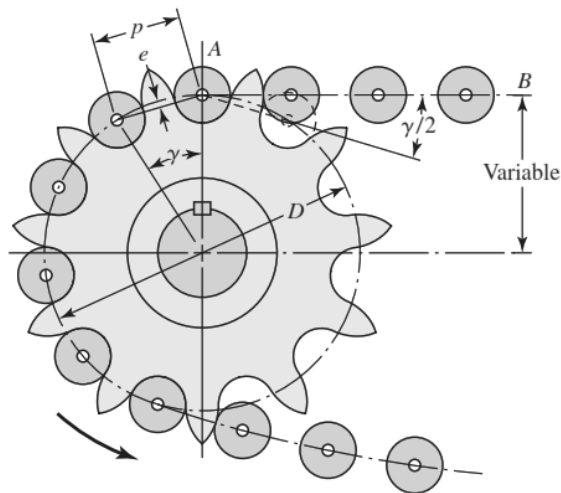


Figura 4.14 Acoplamiento de una cadena y una rueda dentada [39]

Tabla 4.1 Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: hilera sencilla [39]

Número de cadena, ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lb _f (N)	Peso promedio, lb _f /ft (N/m)	Diámetro de rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de hileras, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

El ángulo $\gamma/2$, a través del cual el eslabón gira cuando entra en contacto, se llama ángulo de articulación. Se puede apreciar que la magnitud del ángulo es una función del

número de dientes. La rotación del eslabón a través de este ángulo provoca impacto entre los rodillos y los dientes de la rueda dentada, así como desgaste en la junta de la cadena. Como la vida de una transmisión seleccionada en forma apropiada es una función del desgaste y de la resistencia a la fatiga superficial de los rodillos, resulta importante reducir el ángulo de articulación tanto como sea posible [39].

El número de dientes de la catarina también afecta la relación de velocidad durante la rotación a través del ángulo de paso γ . En la posición que se muestra en la figura 4.14, la cadena AB es tangente al círculo de paso de la rueda dentada; sin embargo, cuando esta ha girado un ángulo de $\gamma/2$, la línea de cadena AB está más cerca del centro de rotación de la rueda dentada. Esto significa que la línea AB se mueve hacia arriba y hacia abajo y que el brazo de palanca varía con la rotación a través del ángulo de paso, lo cual provoca una velocidad de salida desigual de la cadena. Se puede considerar a la rueda dentada como un polígono en el que la velocidad de salida de la cadena depende de que la salida sea de una esquina o de un plano del polígono. El mismo efecto ocurre cuando la cadena entra primero en acoplamiento con la rueda dentada.

La velocidad V de la cadena se define como el número de pies que sale de la rueda dentada en una unidad de tiempo. De esta manera, la velocidad de la cadena en pies por minuto es:

$$V = \frac{Npn}{12} \quad (4.3)$$

donde

N = número de dientes de la rueda dentada

p = paso de la cadena, pulg

n = velocidad de la catarina, rpm

La velocidad máxima de salida de la cadena se determina mediante

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\pi Dn}{12} = \frac{\pi np}{12 \text{sen}(\gamma / 2)} \quad (4.4)$$

Donde la ecuación (4.1) ha sido sustituida por el diámetro de paso D . La velocidad

de salida mínima ocurre en un diámetro d , menor que D . Mediante el uso de la geometría de la figura 4.14, se tiene:

$$d = D \cos \frac{\gamma}{2} \quad (4.5)$$

Así la velocidad de salida mínima es:

$$v_{\min} = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi n p \cos(\gamma / 2)}{12 \operatorname{sen}(\gamma / 2)} \quad (4.6)$$

Al sustituir $\gamma/2 = 180^\circ / N$ y empleando las ecuaciones (4.3), (4.4) y (4.6), se tiene que la variación de la velocidad es:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\operatorname{sen}(180^\circ / N)} - \frac{1}{\tan(180^\circ / N)} \right] \quad (4.7)$$

A esta velocidad se le conoce como variación cordal de velocidad y su gráfica se presenta en la figura 4.15. Cuando se usan transmisiones de cadena para sincronizar componentes o procesos de precisión, se debe dar la consideración a causa de tales variaciones.

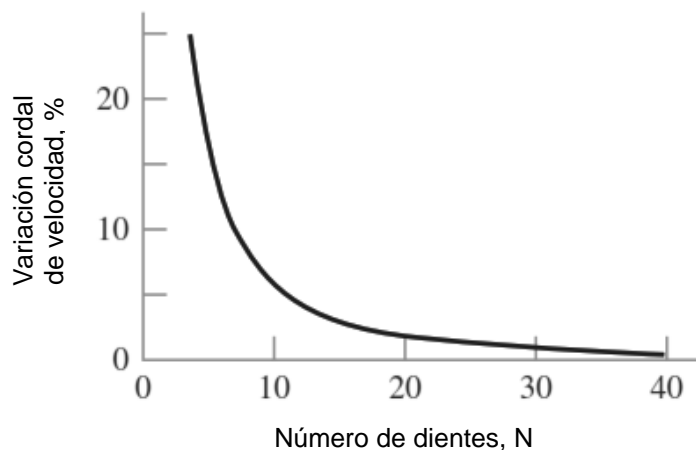


Figura 4.15 Gráfica de variación cordal de velocidad [39]

Aunque se considera deseable un gran número de dientes para la rueda impulsora, habitualmente resulta ventajoso obtener una rueda dentada tan pequeña como sea posible, para lo cual se requiere una con un reducido número de dientes. Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una rueda dentada impulsora con al menos 17 dientes, aunque 19 o 21 dientes proporcionarán una mejor esperanza de vida con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena.

Las ruedas dentadas no se hacen en tamaños estándar con más de 120 dientes, porque la elongación del paso a la larga causará que la cadena cabalque mucho antes de que la cadena se desgaste. Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad de hasta 6:1 pero se pueden utilizar relaciones mayores a costa del sacrificio de la vida de la cadena.

Las cadenas de rodillos rara vez fallan a causa de la falta de resistencia a la tensión, es más común que fallen porque se sometan a un gran número de horas de servicio. La falla real puede deberse al desgaste de los rodillos sobre los pasadores, o a la fatiga de las superficies de los rodillos. Los fabricantes de cadenas de rodillos han compilado tablas que proporcionan la capacidad de potencia correspondiente a una esperanza de vida de 15 000 h para varias velocidades de la rueda dentada; las capacidades de las ruedas dentadas de 17 dientes se tabulan en la tabla 4.2. En la tabla 4.3 se numeran los factores de corrección de diente de un número de dientes distinto de 17. La tabla 4.4 muestra los factores de hileras múltiples K_2 .

Tabla 4.2 Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de hilera sencilla de una catarina de 17 dientes [39]

Velocidad de la catarina, rpm	Número de cadena, ANSI					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Tipo A	Tipo B				Tipo C	

*Estimado de tablas ANSI por medio de interpolación lineal

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite.

Tabla 4.2 Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único de hilera sencilla de una catarina de 17 dientes [39] (continuación)

Velocidad de la catarina, rpm	Número de cadena, ANSI								
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100		5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
150		7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200		10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300	Tipo B	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400		18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500		22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
600		27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
700		31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
800		35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
900		39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1000		37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1200		28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1400		22.7	27.2	31.5	35.6	0			
1600		18.6	22.3	25.8	0				
1800		15.6	18.7	21.6					
2000		13.3	15.9	0					
2500		9.56	0.40						
3000		7.25	0						
Tipo C		Tipo C'							

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite; tipo C', es tipo C, pero esta es una región de excoiación; envíe el diseño al fabricante para su evaluación.

Tabla 4.3 Números de dientes de catarina de una sola hilera disponibles de un proveedor * [39]

Número	Números de dientes de catarina disponibles
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8-30, 32-36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

* Morse Chain Company, Ithaca, NY, catarinas con maza tipo B

Tabla 4.4 Factores de corrección de dientes, K_1 [39]

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia pre-extremo, K_1	Potencia post-extremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tabla 4.5 Factores de hileras múltiples, K_2 [39]

Número de hileras	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Las capacidades de las cadenas se basan en lo siguiente:

- 15 000 h a carga completa
- Hilera única
- Proporciones ANSI
- Factor de servicio unitario
- 100 pasos en longitud
- Lubricación recomendada
- Elongación máxima de 3%
- Ejes horizontales
- Dos catarinas de 17 dientes

La resistencia a la fatiga de las placas del eslabón gobierna la capacidad a bajas velocidades. La potencia nominal H_1 , para cadena de una hilera, limitada por placa del eslabón, está determinada como:

$$H_1 = 0.004 N_1^{1.08} n_1^{0.9} p^{(3-0.07p)} \quad \text{hp} \quad (4.8)$$

Mientras la potencia nominal H_2 , limitada por los rodillos, como:

$$H_2 = \frac{1\,000 K_r N_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad \text{hp} \quad (4.9)$$

donde

N_1 = número de dientes de la rueda dentada menor

n_1 = velocidad de la catarina, rpm

p = paso de la cadena, pulg

K_r = 29 para números de cadena 25, 35; 3.4 para cadena 41, y 17 para cadenas 40-240

La constante 0.004 de la ecuación (4.8) se convierte en 0.0022 en el caso de cadenas de peso ligero número 41. La potencia nominal en caballos de fuerza en la tabla 4.2 está dada como $H_{nom} = \min(H_1, H_2)$. Por ejemplo, para $N_1 = 17$, $n_1 = 1\,000$ rpm, cadena del número 40 con $p = 0.5$ pulg, de acuerdo con la ecuación (4.8)

$$H_1 = 0.004(17)^{1.08} 1000^{0.9} 0.5^{[3-0.07(0.5)]} = 5.48 \text{ hp}$$

De la ecuación (4.9)

$$H_2 = \frac{1000(17)17^{1.5} (0.5^{0.8})}{1000^{1.5}} = 21.64 \text{ hp}$$

El valor tabulado en la tabla 4.2 es $H_{tab} = \min(5.48, 21.64) = 5.48$ hp. Resulta preferible tener un número impar de dientes en la rueda dentada (17, 19, ...) y un número par de pasos en la cadena para evitar un eslabón especial. La longitud aproximada de la cadena L , en pasos, se determina por medio de:

$$\frac{L}{p} \approx \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C / p} \quad (4.10)$$

La distancia entre centros C está dada por:

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (4.11)$$

donde

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \quad (4.12)$$

La potencia permisible H_a se determina mediante:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (4.13)$$

donde

K_1 = factor de corrección para un número de dientes distinto de 17 (tabla 4.4)

K_2 = corrección por número de hileras (tabla 4.5)

La potencia que se debe transmitir, H_d , se calcula como:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (4.14)$$

donde

k_s = factor de servicio a considerar en las cargas no uniformes

n_d = factor de diseño

La ecuación (4.8) es el fundamento de las anotaciones de potencia preextremo (anotaciones verticales) de la tabla 4.2 y la potencia de la cadena está limitada por la fatiga del eslabón de la placa. La ecuación (4.9) es la base de las anotaciones de potencia post-extremo de las tablas y el desempeño de potencia de la cadena está limitado por la fatiga por impacto. Las anotaciones son para cadenas de 100 pasos de longitud y rueda dentada de 17 dientes. Para una derivación de esto donde:

$$H_2 = 1\ 000 \left[K_r \left(\frac{N_1}{n_1} \right)^{1.5} p^{0.8} \left(\frac{L_p}{100} \right)^{0.4} \left(\frac{15\ 000}{h} \right)^{0.4} \right] \quad (4.15)$$

donde

L_p = longitud de la cadena en pasos

h = vida de la cadena en horas

Considerada desde el punto de vista de la desviación, la ecuación (4.15) se puede escribir como una ecuación de relación en la siguiente forma:

$$\frac{H_2^{2.5} h}{N_1^{3.75} L_p} = \text{constante} \quad (4.16)$$

Si se emplea el factor de corrección de dientes K_1 , entonces se omite el término $N_1^{3.75}$. En la ecuación (4.16) se esperaría el término h/L_p porque al incrementar el doble las horas se requiere también hacer lo mismo con la longitud de la cadena, si las otras condiciones permanecen constantes, para el mismo número de ciclos. La experiencia con esfuerzos de contacto hace esperar una relación de la vida de carga (fuerza de tensión) de la forma:

$$F^a L = \text{constante} \quad (4.17)$$

donde

$$a = 2.5$$

La velocidad máxima (rpm) de una transmisión de cadena está limitada por la excoiación entre el pasador y el buje. Los ensayos sugieren

$$n_1 \leq 1\ 000 \left[\frac{82.5}{7.95 p (1.0278)^{N_1} (1.323)^{F/1000}} \right]^{1/(1.59 \log p + 1.873)} \quad (4.18)$$

donde

F = tensión de la cadena en lb_f

La lubricación de las cadenas de rodillos es esencial a fin de obtener una vida larga y sin problemas. La lubricación por goteo o por baño poco profundo es satisfactoria. Se debe emplear un aceite mineral medio o ligero, sin aditivos. Excepto en condiciones

poco habituales, no se recomiendan los aceites pesados ni las grasas, porque su viscosidad es demasiado alta para ingresar en las holguras pequeñas de las partes de la cadena [39].

Por otro lado, el sistema de tracción diseñado tiene dos relaciones de transmisión por cadena como se muestra en la figura 4.16, cada una con una relación de transmisión $i = 1.8235$, esto permite que el torque de salida sea amplificado en un 66.6% en las ruedas de tracción.

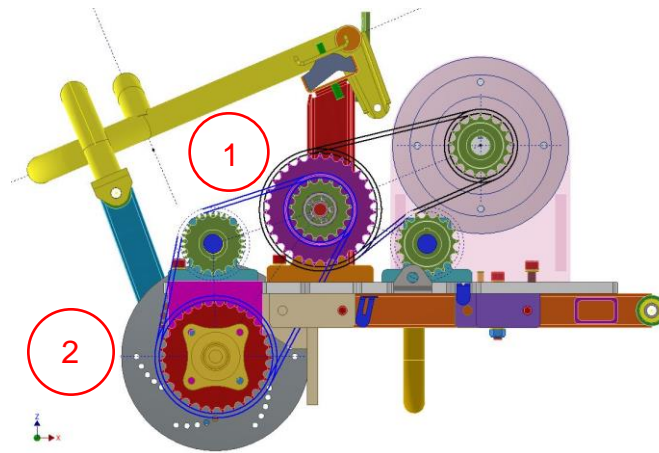


Figura 4.16 Relaciones de transmisión por cadena

Adicionalmente, la tabla 4.6 resume la velocidad angular, el torque y la potencia de entrada y salida para cada una de las dos relaciones de transmisión de cadena establecidas en el nuevo sistema de tracción. Es importante mencionar que se consideró una eficiencia total del sistema del 90%, es decir, en cada relación de transmisión por cadena habría una pérdida máxima del 5%.

Tabla 4.6 Velocidad angular, torque y potencia de entrada y salida para cada relación de transmisión

	ω_{ent} [rpm]	P_{ent} [hp]	T_{ent} [N-m]	Sprocket 1	Sprocket 2	ω_{sal} [rpm]	P_{sal} [hp] $\eta = 95\%$ / relación	T_{sal} [N-m]
1ra relación $i_t = 1.8235$	2 388	8.09	24.11	17	31	1 310	7.68	41.80
	3 647	5.59	10.92	dientes	dientes	2 000	5.31	18.90
2da relación $i_2 = i_E = 1.8235$	1 310	7.68	44.80	17	31	718	7.28	72.30
	2 000	5.31	18.90	dientes	dientes	1 097	5.03	32.70

También, se realizó un modelo cinemático en un software especializado a fin de validar de forma numérica las velocidades angulares de salida. Las figuras 4.17 y 4.18 muestran el modelo cinemático 3D y las gráficas de velocidad angular reportadas en la tabla 4.6, respectivamente.

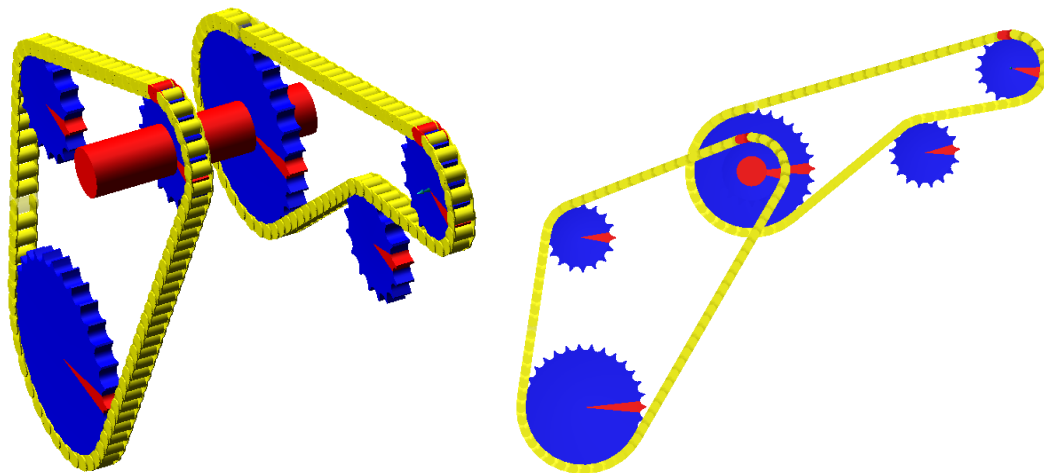
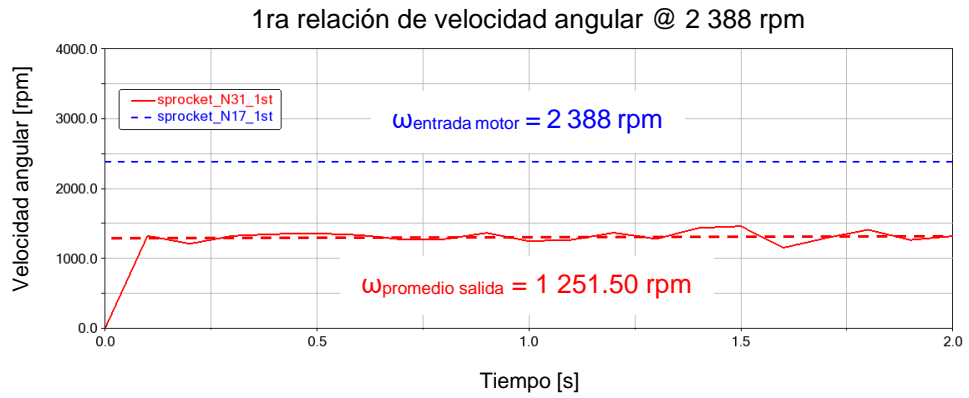
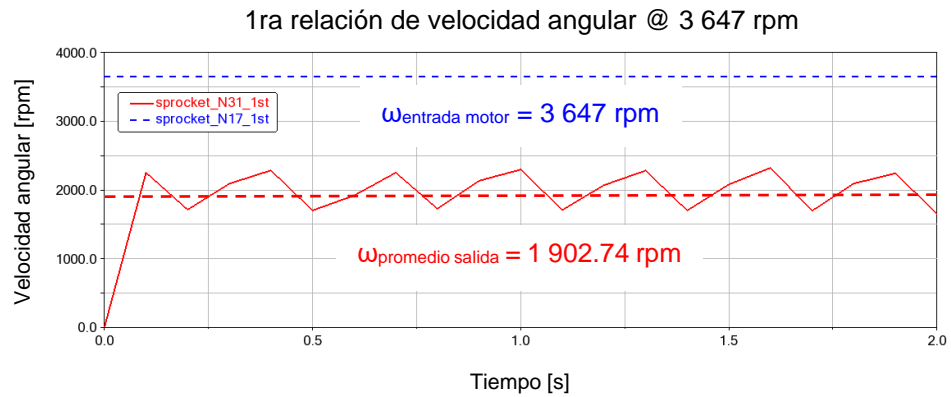


Figura 4.17 Modelo cinemático de sistema de transmisión por cadena

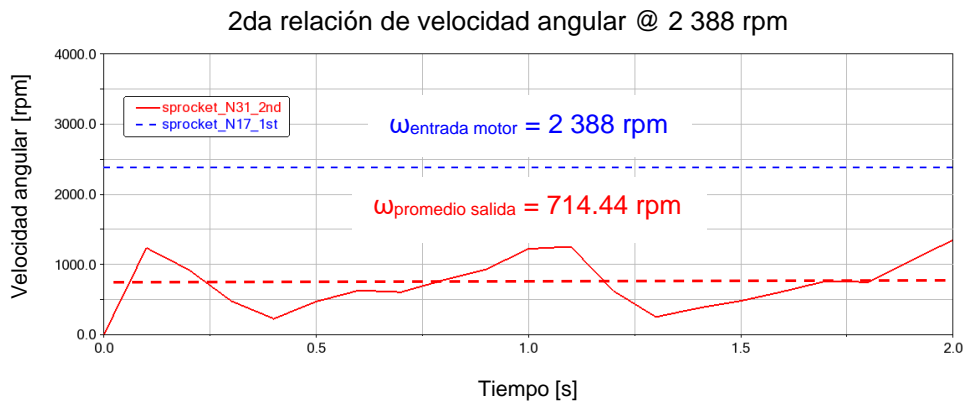
Asimismo, la tabla 4.7 muestra el comparativo de las velocidades angulares obtenidas de forma analítica y numérica, y su respectivo porcentaje de error relativo, el cual corresponde a menos del 5% para las velocidades angulares evaluadas.



a)



b)



c)

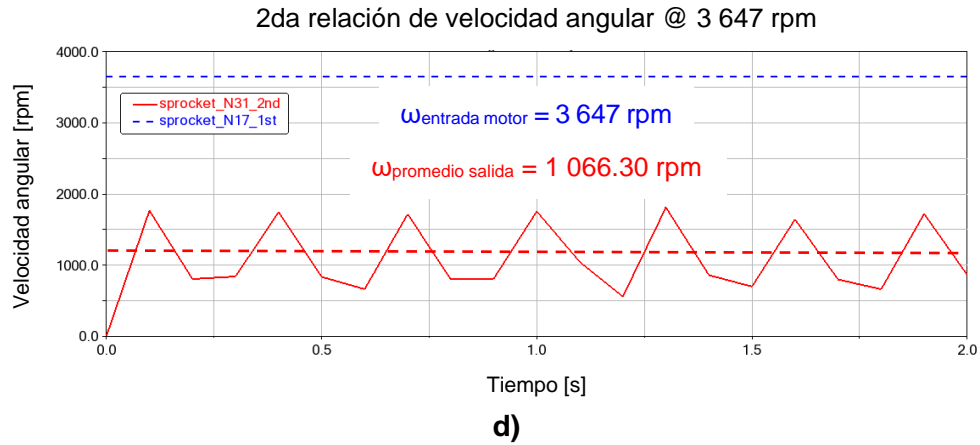


Figura 4.18 Velocidades angulares en relaciones de transmisión, donde a) 1ra relación @ 2 388 rpm, b) 1ra relación @ 3 647 rpm, c) 2da relación @ 2 388 rpm, d) 2da relación @ 3 647 rpm

Tabla 4.7 Tabla comparativa de resultados para velocidad angular

	$\omega_{entrada}$ [rpm]	Analítico, ω_{salida} [rpm]	Simulación numérica, ω_{salida} [rpm]	% Error Relativo Analítico vs Simulación numérica
1ra relación $i_1 = i_n = 1.8235$	2 388	1 310	1 251.50	4.46%
	3 647	2 000	1 902.74	4.86%
2da relación $i_2 = i_E = 1.8235$	2 388	718	714.44	0.49%
	3 647	1 097	1 066.30	2.79%

A modo de conclusión de esta sección, se puede observar que los resultados mostrados en la figura 4.18 y en la tabla 4.7, demuestran que la velocidad angular y por consiguiente el torque que es transmitido del motor eléctrico BLDC a las ruedas de tracción serán suficientes para desplazar el vehículo a una velocidad determinada bajo un escenario crítico de carga.

En la sección de resultados se presentan los cálculos realizados para determinar la velocidad máxima que alcanzará el vehículo y los cálculos ejecutados para determinar

si el torque transmitido a las ruedas es mayor que el torque resistente, el cual es generado por las fuerzas resistivas que requiere vencer el vehículo.

4.4 Cálculo de velocidad máxima y diagrama de tracción

En primer lugar, se identificó la información relevante del vehículo actual todo terreno tipo go kart modelo 150GKA-2, a fin de conocer las condiciones actuales que el nuevo sistema de tracción requiere igualar o mejorar. La tabla 4.8 muestra la información relevante del vehículo actual.

Tabla 4.8 Información de vehículo todo terreno Go Kart modelo 150GKA-2

Masa neta	255 kg
Capacidad de carga, 2 pasajeros	160 kg
Masa adicional, combustible + equipaje	50 kg
* Masa total = Masa neta + pasajeros + masa adicional	465 kg
Velocidad máxima	60 km/h
Tipo de llanta trasera	22x11-10

* Vehículo actual todo terreno

A continuación, se determinó el diámetro efectivo de la rueda trasera, la cual es la rueda de tracción. Es importante mencionar que el nuevo sistema de tracción utilizará el mismo tipo de rueda, en este caso una llanta tipo 22x11-10, mostrada en la figura 4.19. Las dimensiones de interés de la llanta se muestran en la tabla 4.9.



Figura 4.19 Llanta trasera 22x11-10 [39]

Tabla 4.9 Dimensiones de la llanta trasera 22x11-10

Diámetro del rin, D_{rin}	10 pulg (254.0 mm)
Ancho de la llanta	11 pulg (279.4 mm)
Altura total de la llanta, $D_{nominal}$	22 pulg (558.8 mm)
Altura del perfil del neumático	6 pulg (152.4 mm)

Luego, el diámetro nominal de la llanta o altura total de la llanta se calcula con la ecuación (4.19) a partir de las dimensiones de la llanta:

$$D_{no\ min\ al} = D_{rin} + 2 \cdot \text{Altura perfil} \quad (4.19)$$

$$D_{no\ min\ al} = 558.80 \text{ mm}$$

Además, el radio efectivo o radio dinámico ($r_{dinámico}$) es aquel donde el neumático se encuentra comprimido, y es menor que el radio nominal, como se muestra en la figura 4.20. El radio efectivo o bien el diámetro efectivo se calcula a partir de las ecuaciones (4.20) y (4.21) respectivamente [40]:

$$R_{efectivo} = (1 - f_R) \cdot R_{no\ min\ al} = (1 - f_R) \cdot \frac{D_{no\ min\ al}}{2} \quad (4.20)$$

donde

$f_R = 0.035$, para camino firme desgastado [9]

$$\therefore R_{efectivo} = 269.62\ mm$$

o bien

$$D_{efectivo} = (1 - f_R) \cdot D_{no\ min\ al} = 539.24\ mm \quad (4.21)$$

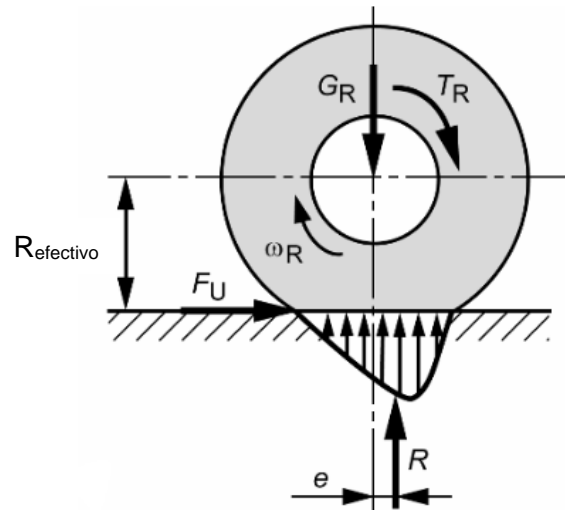


Figura 4.20 Radio efectivo o radio dinámico [41]

A partir del diámetro efectivo, es posible calcular la relación final del tren motriz, la cual está gobernada por la ecuación (4.22), la cual fue adaptada de la referencia [40], para la velocidad angular resultante en el árbol de la rueda trasera, en este caso de 1 097 rpm:

$$\therefore i_E = \frac{\omega_{\text{árbol rueda}}}{i_n \frac{v_{\text{máx}}}{D_{\text{efectivo}}} \cdot \frac{60}{\pi}} \quad (4.22)$$

donde

$i_E = i_2 =$ Relación final de transmisión = 2da Relación de transmisión = 1.8235

$i_n = i_1 =$ 1ra Relación de transmisión = 1.8235

Por tanto, la velocidad máxima que alcanzará el vehículo, a partir de la máxima velocidad angular que reciben las ruedas de tracción impulsadas por las dos transmisiones de cadena es:

$$\therefore v_{\text{máx}} = \frac{\omega_{\text{árbol rueda}} \cdot D_{\text{efectivo}} \cdot \pi}{i_E \cdot i_n \cdot 60} = \frac{(1\ 097\ \text{rpm})(0.5392\ \text{m}) \cdot \pi}{(1.8235)(1.8235) \cdot 60} = 9.35\ \frac{\text{m}}{\text{s}} = 33.66\ \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Es importante mencionar que si desea alcanzar una mayor velocidad se requiere implementar un motor con mayor capacidad de torque y potencia, los cuales permitan tener un intervalo de trabajo más amplio, es decir, que el motor eléctrico cuente con una velocidad angular mayor al motor eléctrico BLDC utilizado en esta propuesta de diseño.

La tabla 4.10 presenta los datos relevantes del vehículo eléctrico con el nuevo sistema de tracción con dos motores BLDC, los cuales fueron utilizados para crear una hoja de cálculo paramétrica que permite validar la velocidad máxima calculada con la ecuación (4.22), esto a través de un diagrama de tracción. La hoja de cálculo paramétrica y el diagrama de tracción se muestran en las figuras 4.21 y 4.22 respectivamente.

Tabla 4.10 Datos relevantes del sistema de tracción con dos motores BLDC

1ra Relación de transmisión, $i_1 = i_n$	1.8235
2da Relación de transmisión, $i_2 = i_E$	1.8235
Tipo de llanta trasera	22x11-10
Radio efectivo o radio dinámico	0.2696 m
Eficiencia total de la transmisión, η_{total}	0.90
* Masa total del vehículo	465 kg
80% del área frontal, ancho 1.5 x alto 1.55 m	1.86 m ²
Coeficiente de arrastre, c_w	0.93 [42]
Tipo de camino considerado para diagrama de tracción	Camino firme desgastado
Coeficiente de resistencia a la rodadura	0.035 [41]

* Misma masa de vehículo actual todo terreno, considerada en vehículo con dos motores BLDC

El diagrama de tracción mostrado en la figura 4.22 muestra que la fuerza de tracción disponible en las ruedas traseras es suficiente para vencer las fuerzas resistivas, en un camino sin pendiente, sin embargo, los siguientes cálculos demostraran que el nuevo sistema de tracción dispone de suficiente torque para ascender una pendiente máxima del 10%, la cual es poco probable que ocurra para una aplicación de movilidad urbana.

v [km/h]	η_{motor} [rpm]	$\eta_{1ra\ relación}$ [rpm]	$\eta_{2da\ relación}$ [rpm]	T_{motor} [N-m]	P_{motor} [W]	$T_{motor\ 1ra\ relación}$ [N-m]	$T_{motor\ 2da\ relación}$ [N-m]	v_{1stG} (km/h)	$F_{Z,A\ 1stG}$ (kN)
5	2388	1310	718	24.12	6032.33	43.99	80.21	22.04	0.8869
10	2389	1310	718	24.12	6033.71	43.98	80.20	22.05	0.8867
15	2427	1331	730	23.89	6071.12	43.56	79.43	22.40	0.8783
20	2466	1352	742	23.66	6109.29	43.14	78.67	22.76	0.8698
25	2512	1378	755	23.38	6150.91	42.64	77.75	23.18	0.8597
30	2563	1406	771	23.09	6196.61	42.10	76.77	23.65	0.8489
35	2625	1440	789	22.74	6249.61	41.46	75.60	24.22	0.8359
40	2705	1483	813	22.29	6314.73	40.65	74.13	24.96	0.8196
45	2827	1550	850	21.70	6423.39	39.57	72.15	26.09	0.7978
50	2892	1586	870	21.28	6443.70	38.80	70.75	26.69	0.7823
55	2994	1642	900	20.80	6520.66	37.92	69.16	27.63	0.7647
60	3206	1758	964	19.50	6545.09	35.55	64.83	29.59	0.7168
65	3350	1837	1007	17.95	6297.06	32.73	59.69	30.91	0.6600
70	3429	1880	1031	16.16	5801.90	29.46	53.73	31.64	0.5941
75	3476	1906	1045	14.90	5423.69	27.17	49.55	32.08	0.5478
80	3501	1920	1053	14.39	5274.80	26.24	47.84	32.31	0.5290
85	3573	1959	1075	12.65	4732.24	23.06	42.06	32.97	0.4650
90	3647	2000	1097	10.92	4170.49	19.91	36.31	33.66	0.4015
95	3734	2048	1123	9.26	3621.86	16.89	30.80	34.46	0.3406
100	3826	2098	1151	7.68	3077.05	14.00	25.54	35.31	0.2824
105	3861	2117	1161	7.15	2890.91	13.04	23.78	35.63	0.2629
110	3923	2151	1180	6.18	2539.87	11.27	20.56	36.20	0.2273
115	4021	2205	1209	4.81	2026.44	8.78	16.00	37.11	0.1769
120	4116	2257	1238	3.55	1531.22	6.48	11.81	37.98	0.1306
125	4204	2305	1264	2.42	1063.18	4.40	8.03	38.80	0.0888
130	4279	2347	1287	1.41	632.94	2.58	4.70	39.49	0.0519
135	4335	2377	1304	0.58	262.16	1.05	1.92	40.00	0.0212
140	4369	2396	1314	0.10	46.90	0.19	0.34	40.32	0.0038
145	4384	2404	1318	0.24	111.33	0.44	0.81	40.46	0.0089
150	4389	2407	1320	0.36	165.46	0.66	1.20	40.50	0.0132

Figura 4.21 Hoja de cálculo paramétrica para cálculo de velocidad del vehículo y fuerza de tracción

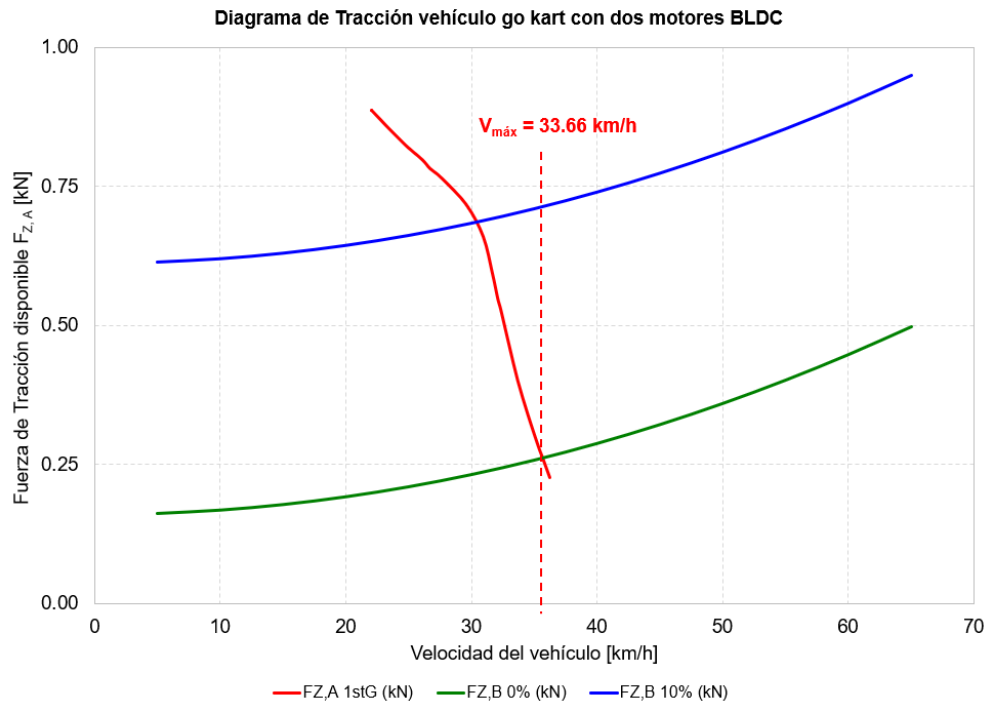
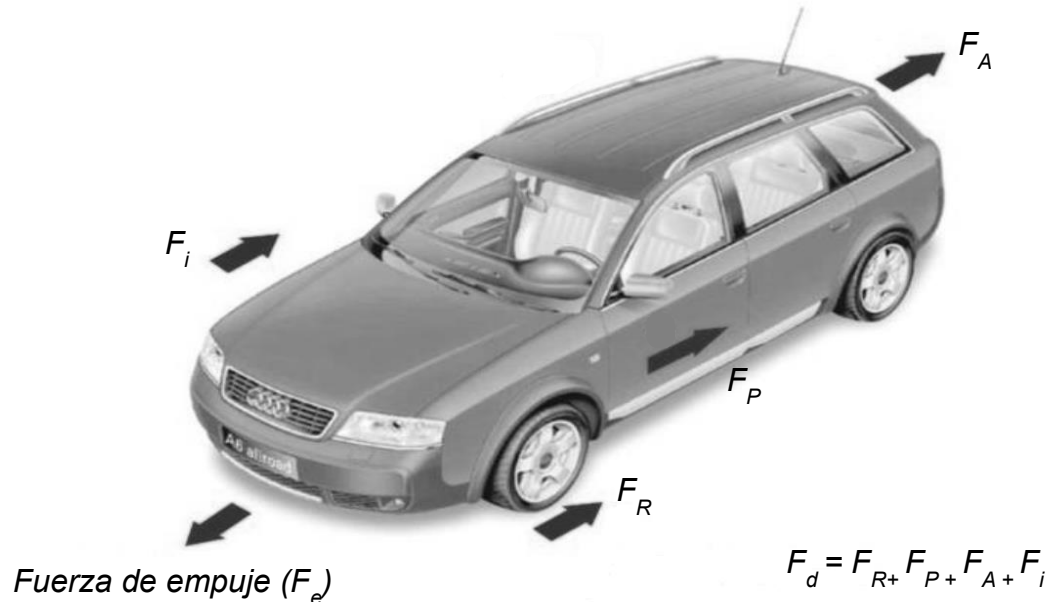


Figura 4.22 Diagrama de tracción de vehículo con dos motores BLDC

4.5 Cálculo de fuerzas resistivas

Las fuerzas principales que se oponen al avance del vehículo son: la resistencia a la rodadura (F_R), la resistencia aerodinámica (F_A), la resistencia a la pendiente (F_P) y la resistencia a la inercia del vehículo (F_i), la figura 4.23 muestra las fuerzas que afectan el desplazamiento de un vehículo. La suma de estas fuerzas resistivas se conoce como resistencia total al desplazamiento (F_d), mientras que la fuerza que ejerce el sistema de tracción para vencer la sumatoria de fuerzas resistivas se conoce como fuerza de empuje (F_e), por tanto, para que un sistema de tracción de un vehículo funcione se debe cumplir la condición $F_e > F_d$ [43].



Fuerzas y resistencias que afectan al vehículo en su desplazamiento.

Figura 4.23 Fuerzas resistivas que afectan el desplazamiento de un vehículo [43]

4.6 Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura es una fuerza que se genera a la rodadura de un neumático sobre el camino, esto porque la llanta se deforma bajo la carga del vehículo y hay una sección del neumático que está en contacto con el camino. La figura 4.20

mostrada en la sección anterior muestra esta condición.

La resistencia a la rodadura está determinada por la siguiente ecuación [41]:

$$F_R = f_R \cdot m \cdot g \quad (4.23)$$

donde

f_R = Coeficiente de rodadura

m = masa del vehículo, incluye el peso propio y la carga admisible

El coeficiente de rodadura es un factor que depende de la velocidad del vehículo, la carga aplicada sobre la rueda y el material del neumático. Para este cálculo se consideró un valor de 0.035 [41], establecido para un tipo de camino firme desgastado. De esta forma, la resistencia a la rodadura es:

$$F_R = 0.035 \cdot (465 \text{ kg}) \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 159.65 \text{ N}$$

4.7 Resistencia aerodinámica

La resistencia aerodinámica es la fuerza que se opone al movimiento de un cuerpo en un fluido, en este caso el aire. En otras palabras, un vehículo en su desplazamiento encuentra una resistencia provocada por choque contra el aire, y esto también se le conoce como resistencia del aire. Su magnitud depende de la forma del objeto, y para esto se tiene en cuenta el factor de resistencia aerodinámica, el estado del fluido (densidad y presión) y la velocidad a la que se mueve dicho objeto. La resistencia aerodinámica se determina con la ecuación (4.24) [41], considerando un área frontal proyectada del vehículo como la que se muestra en la figura 4.24, donde se considera el 80% del área total proyectada, esto para descontar los espacios libres donde circula el aire, por ejemplo, debajo del piso del vehículo.

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad (4.24)$$

donde

$\rho_L = 1.199 \frac{kg}{m^3}$; densidad del aire a una presión de 1.013 bar, una humedad relativa de 60%

y una temperatura ambiente de 20 °C.

$v = 9.35 \frac{m}{s}$, velocidad del vehículo

$A = 0.80 \cdot 1.5 \times 1.55$, área frontal proyectada del vehículo

$c_w = 0.93$, coeficiente de arrastre [10]

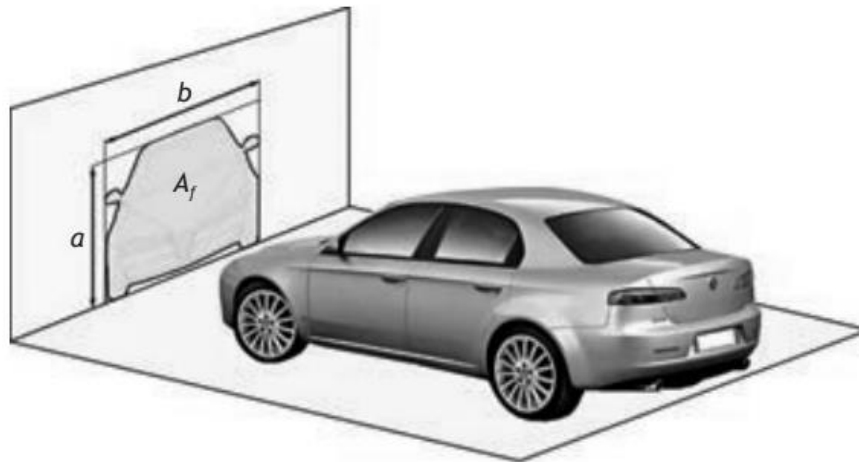


Figura 4.24 Área proyectada para cálculo de resistencia aerodinámica [44]

No obstante, esta resistencia es difícil de calcular, por ello se emplean túneles de viento que permiten conocer de manera aproximada la fuerza que el aire ejerce contra el desplazamiento del vehículo y la potencia requerida para vencerla (kW o hp), como se muestra en la figura 4.25.



Figura 4.25 Túnel de viento para conocer de forma aproximada la fuerza que el aire ejerce contra el desplazamiento del vehículo [43]

Asimismo, la ecuación (4.24) es una función cuadrática, por tanto, la resistencia aerodinámica está en función de la velocidad del vehículo y no depende de la pendiente del camino. La figura 4.26 muestra el comportamiento parabólico de la fuerza a razón del incremento de la velocidad del vehículo.

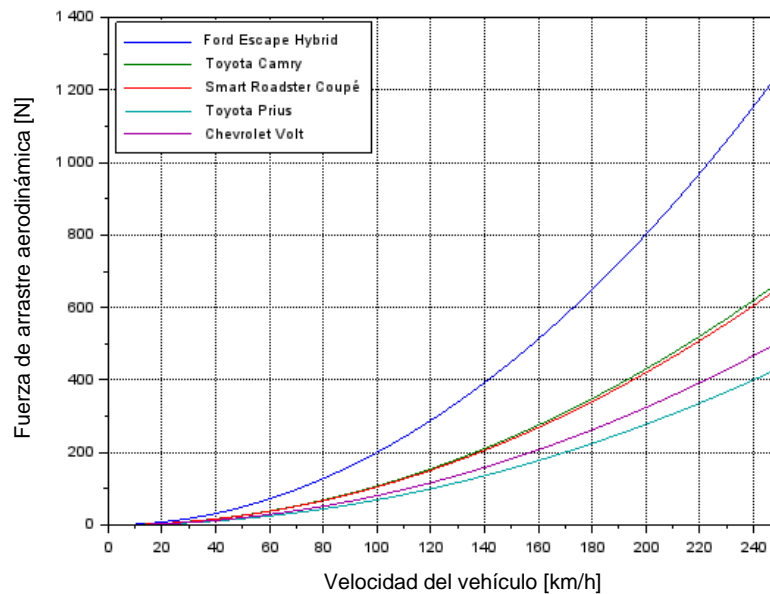


Figura 4.26 Comportamiento parabólico de la resistencia aerodinámica en el desplazamiento de un vehículo [45]

En este sentido, la resistencia aerodinámica para el vehículo con el nuevo sistema de tracción que incluye dos motores tipo BLDC es:

$$F_A = \frac{1}{2} \left(1.199 \frac{kg}{m^3} \right) (0.93) (0.8 \times 1.5 \times 1.55) (13.09)^2 = 90.65 N$$

4.8 Resistencia por pendiente

La resistencia por pendiente es la fuerza que se opone a un vehículo cuando este circula por una pendiente. La componente longitudinal del peso es la fuerza que origina esta resistencia. Esta fuerza está en función de la pendiente máxima que se quiere superar con el vehículo. La fuerza que origina la resistencia en un vehículo al subir una pendiente depende del ángulo de la pendiente a superar [43]. Al ascender por una pendiente, parte del peso del vehículo empuja contra el sentido de la marcha y genera una fuerza que se opone a la fuerza que el vehículo dispone para desplazarse, por lo que el conductor requiere aumentar la fuerza de empuje.

La fuerza generada al superar pendientes depende del peso del vehículo y del ángulo de la pendiente α y es calculada a partir del peso actuando en el centro de gravedad, como se muestra en la figura 4.27. La fuerza que produce la masa del vehículo por la gravedad (g) la soportan principalmente las llantas. En los ascensos o descensos, esta fuerza se descompone en dos, una que soportada por las llantas y otra que empuja al vehículo en sentido contrario al de la marcha en el ascenso.

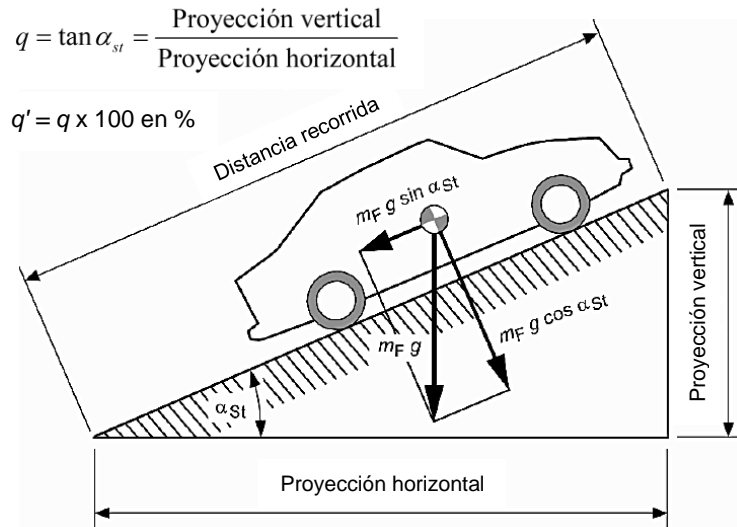


Figura 4.27 Peso del vehículo en una pendiente ascendente [41]

En este sentido la resistencia por pendiente se puede determinar a partir de la ecuación (4.25) [41].

$$F_p = m \cdot g \cdot \text{sen}(\alpha_{st}) \quad (4.25)$$

La pendiente del camino está definida como el cociente de la proyección horizontal y vertical. Normalmente, cuando se construyen caminos las pendientes mayores al 7% por lo general son evitadas, excepto en casos extremos, como los caminos mostrados en la figura 4.28 [41].

Camino	$q'_{m\acute{a}x}$	Camino	$q'_{m\acute{a}x}$
Alemania:		Austria:	
Achenpass	14%	Grossglockner	12%
Oberjoch	9%	Timmelsjoch	13%
Francia:		Turracher Höhe	26%
Col de Braus	15%	Wurzenpass	18%
Iseran	12%	Switzerland:	
Italia:		Simplon	10%
Brenner highway	12%	St. Bernardino	12%
Stilfser-Joch	15%	St. Gotthard	10%

Figura 4.28 Pendientes máximas de algunos caminos de Europa [41]

A partir del contexto anterior, para el nuevo sistema de tracción con dos motores BLDC, se determinó la resistencia por pendiente con una pendiente máxima del 20%, lo cual sería considerado como un escenario crítico, por lo tanto, la magnitud del ángulo es:

$$\alpha_{st} = \arctan\left(\frac{20}{100}\right) = 11.31^\circ$$

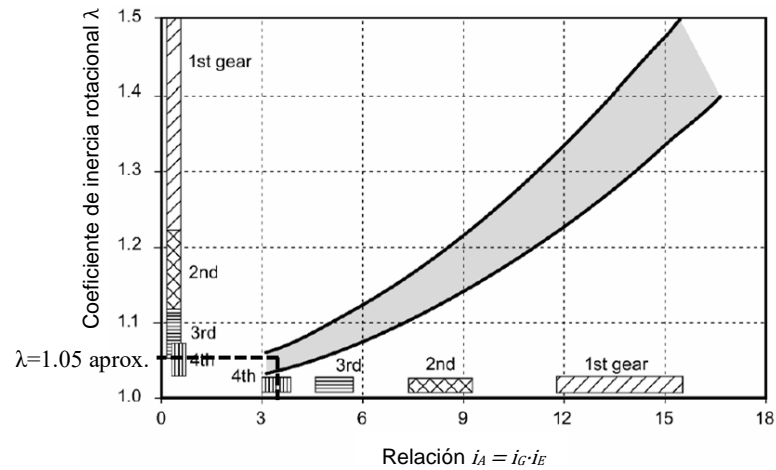
Por lo tanto, la magnitud de la resistencia por pendiente es:

$$F_p = 465 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{sen}(11.31^\circ) = 894.61 \text{ N}$$

4.9 Resistencia por inercia

La resistencia por inercia se produce cuando hay un cambio en la velocidad del vehículo, es decir, se origina cuando hay una variación de velocidad en el vehículo y es directamente proporcional a la masa de este, y por tanto se genera por una fuerza que se opone al aumento o disminución de velocidad del vehículo. Ocurre tanto en aceleraciones como en desaceleraciones [43]. Por ejemplo, al frenar un vehículo, la fuerza de la inercia sigue empujando al vehículo hasta que se detiene.

La fuerza que genera la resistencia a la inercia es igual a la masa del vehículo por la aceleración producida multiplicada por un coeficiente de inercia rotacional (λ), el cual expresa la proporción del total de masa que es rotacional [41], ver figura 4.29.



donde:

$i_A = i_1 \cdot i_2$ = Relación de transmisión (desde el motor hasta las ruedas)

$i_1 = i_G$ = Relación de transmisión = 1.8235

$i_2 = i_E$ = Relación final de transmisión = 1.8235

Figura 4.29 Valores de referencia para coeficientes de inercia rotacional de autos compactos [41]

La resistencia por aceleración es frecuentemente representada en su forma simplificada con la ecuación (4.26) [41]:

$$F_i = \lambda \cdot m \cdot a \quad (4.26)$$

donde

$m = 465 \text{ kg}$, masa total del vehículo

$\lambda = 1.05$, coeficiente de inercia rotacional

$$a = \frac{v_{final} - v_{inicial}}{t}, \text{ magnitud de la aceleración} \quad (4.27)$$

Para el cálculo de esta fuerza se tomará como referencia el tiempo que requiere el vehículo en alcanzar, la velocidad máxima de 33.66 km/h (9.35 m/s), a partir del reposo. En este caso, el vehículo con dos motores BLDC alcanza la velocidad máxima en un tiempo de 8.3 s. El cálculo detallado del tiempo se muestra en el siguiente apartado.

$$F_i = (1.05)(465 \text{ kg}) \left(\frac{(9.35 - 0) \frac{m}{s}}{8.3 \text{ s}} \right) = 550.02 \text{ N}$$

4.10 Tiempo en el que el vehículo alcanza la velocidad máxima

El cálculo del tiempo en que el vehículo alcanza la velocidad máxima se determinó a partir de la curva de potencia del motor eléctrico, donde los límites del intervalo de trabajo del motor son 6.03 kW @ 2 389 rpm (250.18 rad/s) y 4.17 kW @ 3 647 rpm (381.91 rad/s), como se muestran en la figura 4.30.

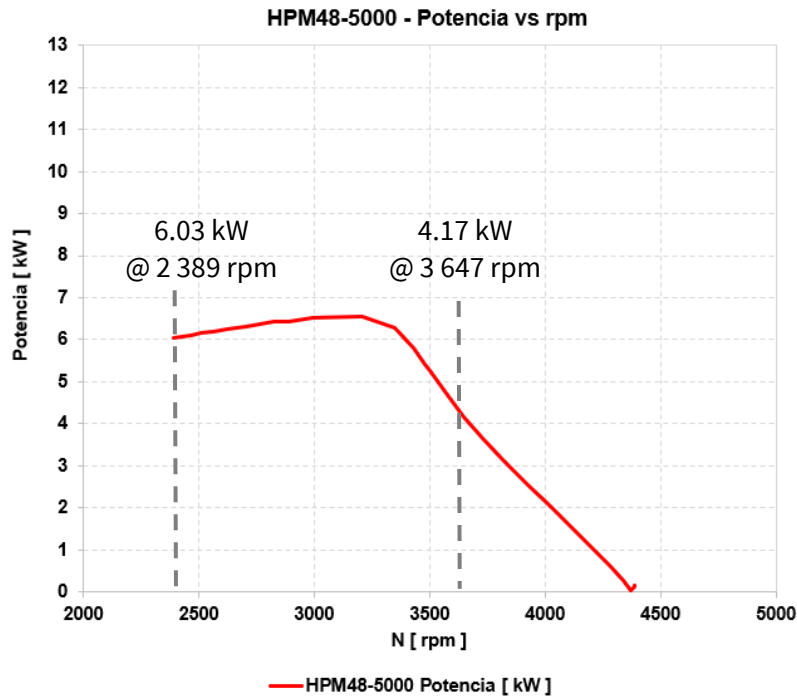


Figura 4.30 Curva característica de Potencia del motor eléctrico e intervalo de trabajo

Posteriormente, se realizó una aproximación lineal de la curva de potencia, en el intervalo de trabajo establecido, como se muestra en la figura 4.31. La función lineal se determinó con la herramienta en línea *Function Equation Finder* [46]. Esta función lineal representa de forma aproximada la función de la curva de potencia para el

intervalo de trabajo, dicha función es requerida para determinar el tiempo que el vehículo alcanza la velocidad máxima.

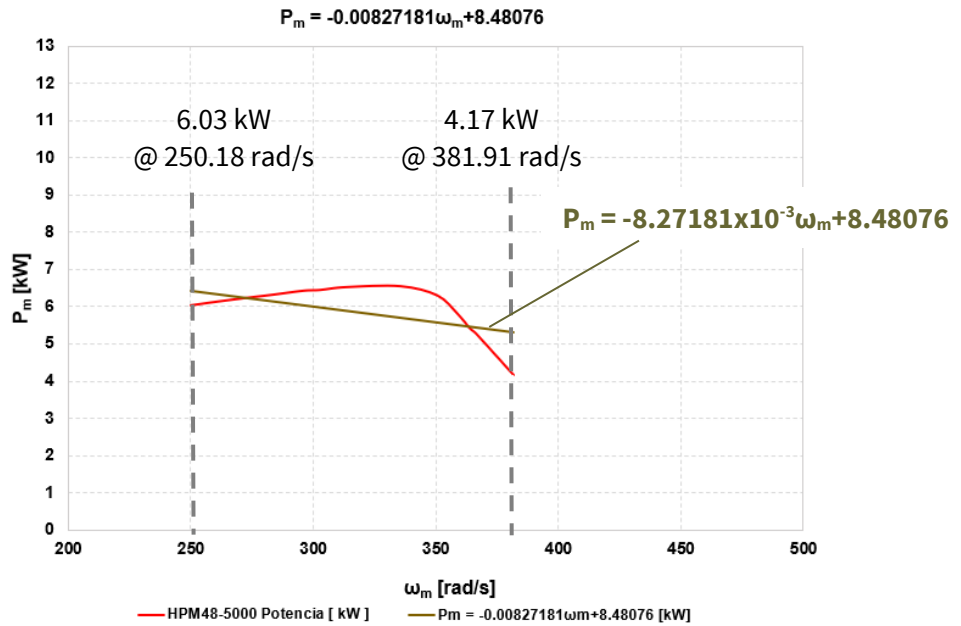


Figura 4.31 Aproximación lineal de la curva característica de Potencia

Adicionalmente se requiere encontrar la fuerza de tracción F_x a partir de la ecuación de tracción (4.28) y la relación de la velocidad angular del motor ω_m y la velocidad lineal del vehículo v_x [41].

$$F_x = \eta \frac{n_i \cdot n_d}{R_w} \frac{P_m}{\omega_m} \quad (4.28)$$

donde:

$\eta = 0.90$ = eficiencia total

$n_i = 1$ ra relación de transmisión = 1.8235

$n_d = 2$ da relación de transmisión = 1.8235

$R_w = 0.26962 \text{ m}$ = radio efectivo

P_m = Potencia del motor eléctrico en el intervalo de trabajo

$$P_m = -8.27181 \times 10^{-3} \omega_m + 8.48076 \quad (4.29)$$

ω_m = relación de la velocidad angular del motor y la velocidad lineal del vehículo, v_x

$$\omega_m = \frac{n_i \cdot n_d}{R_w} v_x \quad (4.30)$$

Sustituyendo (4.29) y (4.30) en (4.28) se obtiene la ecuación de tracción F_x como:

$$F_x = \frac{7.6326}{v_x} - 0.09181 \text{ kN} \quad (4.31)$$

A la máxima velocidad del vehículo la fuerza de tracción F_x es igual a la fuerza de resistencia total $F_{R,máx}$, la cual es considerada como constante, por lo tanto:

$$F_x = F_{R,máx} = \eta \frac{P_{m,máx}}{v_{x,máx}} = 0.90 \frac{(6.44 \text{ kW})}{9.35 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.6198 \text{ kN} \quad (4.32)$$

Luego, a partir de la ecuación de movimiento de Newton, se tiene:

$$F_x - F_{R,máx} = m \frac{dv_x}{dt} \quad (4.33)$$

Por lo tanto, separando variables e integrando ambos lados de la ecuación (4.33) se puede determinar el tiempo requerido para alcanzar la velocidad máxima del vehículo a partir del reposo, es decir de 0 m/s a 9.35 m/s:

$$t = m \int_0^{9.35} \frac{1}{F_x - F_{R,máx}} dv_x = \quad (4.34)$$

$$t = 0.465 \int_0^{9.35} \frac{1}{\frac{7.6326}{v_x} - 0.09181 - 0.6198} dv_x = 8.3 \text{ s}$$

Adicionalmente, se sabe que en la velocidad máxima del vehículo $V_{x,máx} = 9.35 \text{ m/s}$, el motor eléctrico está rotando en el límite superior del intervalo de trabajo $\omega_m = 3\,647 \text{ rpm}$ (381.91 rad/s), sin embargo, el árbol de transmisión de la rueda de tracción se encuentra rotando a $1\,097 \text{ rpm}$ (114.87 rad/s), esto por las dos relaciones de transmisión de cadena establecidas. En este sentido, a partir de la ecuación (4.30) se comprueba que la velocidad lineal del vehículo en estas condiciones es:

$$v_x = \frac{R_w \cdot \omega_{\text{árbol_transmisión}}}{n_i \cdot n_d} = \frac{(0.2696 \text{ m}) \left(114.8775 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)}{(1.8235)(1.8235)} = 9.31 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cong 9.35 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cong 33.66 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

La ecuación de velocidad (4.30) es aplicada todo el tiempo que el motor está rotando en el intervalo de trabajo, al disminuir la velocidad angular del motor y en consecuencia la velocidad angular del árbol de transmisión, $\omega_{\text{árbol_transmisión}}$ hacia el límite inferior, la velocidad lineal del vehículo también disminuirá.

En el límite inferior, el motor eléctrico está rotando a $2\,389 \text{ rpm}$ (250.18 rad/s), sin embargo, el árbol de transmisión de la rueda de tracción se encuentra rotando a 718 rpm (75.1875 rad/s), de forma similar la velocidad lineal del vehículo en estas condiciones es:

$$v_x = \frac{R_w \cdot \omega_{\text{árbol_transmisión}}}{n_i \cdot n_d} = \frac{(0.2696 \text{ m}) \left(75.1887 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)}{(1.8235)(1.8235)} = 6.09 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 21.94 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cong 22.04 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Las velocidades lineales en ambos límites del intervalo de trabajo confirman los cálculos obtenidos a través de la hoja de cálculo paramétrica y el diagrama de tracción, mostrados en las figuras 4.21 y 4.22 respectivamente. La ecuación de velocidad lineal está representada en la figura 4.32, donde se muestra que la velocidad lineal del vehículo se reduce de $v_x = 9.35 \text{ m/s}$ (33.66 km/h) a $v_x = 6.12 \text{ m/s}$ (22.04 km/h), en función de la velocidad angular del motor y/o árbol de transmisión, esto para el intervalo de trabajo establecido.

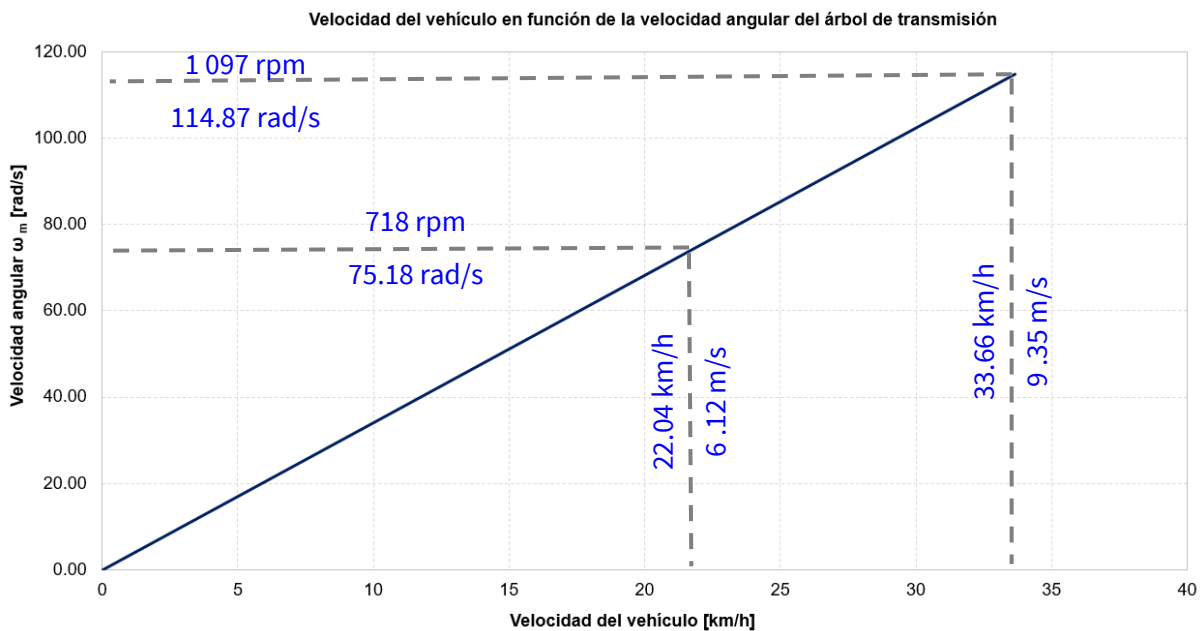


Figura 4.32 Velocidad del vehículo en función de la velocidad angular del árbol de transmisión

4.11 Validación de Torque disponible en ruedas de tracción

En este apartado se comprobará que el vehículo que incluye el nuevo sistema de tracción con dos motores BLDC será capaz de superar la sumatoria de fuerzas resistivas. Es decir, este es un método equivalente para comprobar si el vehículo dispone de suficiente fuerza de tracción para arrancar en una pendiente máxima y para alcanzar la velocidad máxima calculada.

Para el caso de las relaciones de transmisión establecidas se calculará el torque resistente máximo que reciben las ruedas, y que es generado por la fuerza total resistente en condiciones de arranque en pendiente, es decir:

$$F_{Total_arranque} = F_R + F_P + F_i \quad (4.35)$$

$$F_{Total_arranque} = 1\,604.27\, N$$

Por lo tanto, el torque resistente que recibe la rueda de tracción es:

$$T_{Resistente_arranque} = \frac{F_{Total_arranque} \cdot D_{efectivo}}{2} \quad (4.36)$$

$$T_{Resistente_arranque} = \frac{1\,604.27\, N(0.5392\, m)}{2} = 432.54\, Nm$$

Para que el vehículo sea capaz de iniciar el desplazamiento, el torque producido por cada motor tipo BLDC debe ser mayor que el torque resistente máximo en el arranque, esto teniendo en cuenta las relaciones de velocidad establecidas, por tanto, a partir de las relaciones de velocidad se tiene:

$$i_{velocidad} = \frac{T_{2da\,transmisión}}{T_{salida}} \quad (4.37)$$

$$i_{velocidad\,final} = \frac{T_{salida}}{T_{rueda}} \quad (4.38)$$

$$i_{velocidad} \cdot i_{velocidad\,final} = \frac{T_{2da\,transmisión}}{T_{salida}} \cdot \frac{T_{salida}}{T_{rueda}} = \frac{T_{2da\,transmisión}}{T_{rueda}} \quad (4.39)$$

donde

$$i_{velocidad} = \text{relación de velocidad} = 1:1.8235$$

$$i_{velocidad\,final} = \text{relación de velocidad final} = 1:1.8235$$

Por lo tanto:

$$T_{rueda} = \frac{T_{2da\ transmisión}}{i_{velocidad} \cdot i_{velocidad\ final}} \quad (4.40)$$

$$T_{rueda} = \frac{72.30\ Nm @\ 2\ 388\ rpm}{\frac{1}{1.8235} \cdot \frac{1}{1.8235}} = 240.40\ Nm$$

El T_{rueda} se multiplica por dos, dado que el vehículo dispone de dos motores tipo BLDC.

$$T_{rueda_total} = T_{rueda} \cdot 2 = 480.81\ Nm$$

Por consiguiente,

$$T_{rueda_total} (480.81\ Nm) > T_{Resistente_arranque} (432.54\ Nm)$$

Como resultado, el torque que mueve el vehículo después de pasar por las transmisiones de cadena es mayor que el torque máximo resistente en el arranque, en consecuencia, el vehículo será capaz de vencer las fuerzas resistivas que se oponen a su arranque.

A continuación, también se comprobará si el vehículo dispone de la potencia suficiente para alcanzar la velocidad máxima. En este caso, las fuerzas resistivas a considerar son la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica y la resistencia por inercia.

$$F_{Total_velocidad} = F_R + F_A + F_i \quad (4.41)$$

$$F_{Total_velocidad} = 800.32\ N$$

Por lo tanto, el torque resistente que recibe la rueda, considerando solo estas fuerzas resistivas es:

$$T_{\text{Resistente_velocidad}} = \frac{F_{\text{Total_velocidad}} \cdot D_{\text{efectivo}}}{2} = \quad (4.42)$$

$$T_{\text{Resistente_velocidad}} = \frac{(800.32 \text{ N})(0.5392 \text{ m})}{2} = 215.78 \text{ Nm}$$

Del mismo modo, se comprueba que $T_{\text{rueda_total}} (480.81 \text{ Nm}) > T_{\text{Resistente_velocidad}} (215.78 \text{ Nm})$, por lo tanto, el torque que mueve al vehículo, después de pasar por las transmisiones de cadena, es mayor que el torque resistente por velocidad, en consecuencia, el vehículo será capaz de alcanzar la velocidad máxima con las relaciones de transmisión de cadena establecidas.

CAPITULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

En este trabajo de investigación se analizó un sistema de tracción trasera para automóviles eléctricos alimentados por baterías, que incluye dos motores de corriente continua sin escobillas interactuando simultáneamente por medio de un diferencial electrónico.

El prototipo de automóvil eléctrico diseñado está destinado en principio para la movilidad urbana, no obstante, este sistema de tracción puede ser utilizado en otras aplicaciones de movilidad y/o transporte de bienes y servicios que demanden menor potencia y velocidad para un adecuado funcionamiento, tales como operaciones de logística en líneas de ensamble dentro de procesos industriales, o bien para el transporte de usuarios en terminales aéreas; en ambos ejemplos el sistema utiliza una trayectoria de recorrido controlada, por lo que el sistema diseñado resulta factible para su implementación si se agrega un sistema de control que lo convierta en un sistema de tracción eléctrico y autónomo.

La investigación concluyó de forma satisfactoria al cumplir con el objetivo de que es un sistema de tracción capaz de mover la misma carga que el vehículo todo terreno utilizado como vehículo de referencia. Asimismo, el nuevo sistema de tracción tendrá una mejora significativa respecto al sistema de tracción utilizado en el vehículo actual, esto porque el sistema actual no tiene un diferencial en las ruedas de tracción, lo cual es un inconveniente cuando el vehículo sea conducido en una trayectoria curva, dado que podría entrar en una condición de sobreviraje o subviraje. Mientras que el nuevo sistema de tracción considera en una investigación posterior el desarrollo de un diferencial electrónico, el cual no aportará un peso significativo al vehículo y además supera el inconveniente identificado en el vehículo actual, brindando al usuario mayor confort y seguridad en una trayectoria de recorrido curva.

Los tópicos que se abordaron para cubrir el objetivo de la investigación se relacionan con: el diseño mecánico del sistema de tracción con dos motores BLDC y dos relaciones de transmisión de cadena; el análisis comparativo de las curvas características de potencia y torque para el motor de combustión interna y el motor eléctrico BLDC; representación analítica y validación numérica de la velocidad angular resultante en el árbol de transmisión; cálculo de la velocidad máxima y verificación de la misma a través del diagrama de tracción; cálculo analítico de las fuerzas resistivas que se oponen al movimiento del vehículo; así como la determinación del torque disponible en las ruedas de tracción.

De la investigación realizada se concluye que el sistema de tracción funcionará adecuadamente con los parámetros de diseño considerados, así mismo la investigación resulta ser un punto de referencia para el diseño de sistemas de tracción de mayor potencia que puedan ser aplicados a vehículos que demanden mayor capacidad de carga y velocidad, esto depende en gran medida de la potencia de los motores BLDC utilizados en el sistema.

La distancia que el vehículo pueda recorrer dependerá de la capacidad de almacenamiento de las baterías, no obstante, el sistema de tracción desarrollado en esta investigación utiliza diferentes componentes mecánicos del sistema de tracción del vehículo actual, como son: árbol de transmisión, ruedas dentadas (*sprocket*) de 17 y 31 dientes, cadena de transmisión, rodamientos de pared, asimismo, también utiliza el chasis del vehículo, permitiendo así tener un sistema de tracción flexible que permite ser montado y desmontado en el vehículo actual. En otras palabras, el usuario final podrá decidir el sistema de tracción a utilizar en función de las necesidades particulares del usuario, es decir, si el usuario requiere utilizar el vehículo en un terreno sin pavimento y poco uniforme entonces podría utilizar el sistema convencional con motor de combustión interna, empero, si el usuario requiere circular por un camino pavimentado a una velocidad moderada (70 km/h máx.) y recorrer una distancia relativamente corta (30 km máx.), entonces podría utilizar el nuevo sistema de tracción eléctrico con dos motores BLDC y diferencial electrónico. Esta flexibilidad de poder

seleccionar el sistema de tracción a utilizar en un mismo vehículo permite inferir que el sistema de tracción diseñado es una alternativa viable dado que el prototipo de vehículo seleccionado se convierte en un vehículo eléctrico potencial para ser escalado a un vehículo con mayor potencia, que puede ser destinado para la movilidad urbana compartida.

También, se concluye que la implementación de las dos relaciones de transmisión por cadena permite incrementar significativamente el torque de salida en el árbol de transmisión, es decir, el torque del motor BLDC de 24.11 N-m se incrementa a 72.30 N-m en el árbol de transmisión, este incremento significa un aumento del 66.6% a fin de otorgar al vehículo la suficiente fuerza de tracción en las ruedas traseras, de esta forma el vehículo se moverá desde una posición de reposo y posteriormente será capaz de alcanzar la velocidad máxima calculada de 33.66 km/h.

Otra aportación novedosa de la investigación es la metodología utilizada para determinar el tiempo en que el vehículo alcanzará la velocidad máxima, calculado en 8.3 s, esta metodología se muestra detalladamente en la sección de Apéndice. La metodología parte de la curva de potencia del motor eléctrico donde se realiza una aproximación lineal de la curva de potencia en el intervalo de trabajo establecido, dicha función es requerida para determinar el tiempo que el vehículo alcanza la velocidad máxima. Adicionalmente, el cálculo del tiempo también involucra la fuerza de tracción a partir de la velocidad angular del motor y la velocidad lineal del vehículo. La integración de este conjunto de variables permite determinar el tiempo requerido para alcanzar la velocidad máxima del vehículo. Cabe mencionar que existe bibliografía para determinar este tiempo en un vehículo con motor de combustión interna, sin embargo, para el caso particular de un vehículo con motor eléctrico aún existe poca bibliografía para determinar la función de la curva de potencia para el intervalo de trabajo establecido y en consecuencia la determinación del tiempo para alcanzar la velocidad máxima del vehículo eléctrico.

A partir de que la electromovilidad es una tendencia no reversible para los siguientes años, entonces resulta ser necesario innovar en sistemas de tracción

novedosos para vehículos utilizados para el transporte de usuarios, bienes y/o servicios. De esto modo se concluye a partir de los resultados obtenidos que el sistema de tracción desarrollado es un diseño factible que resulta ser un punto de referencia para desarrollar futuras investigaciones aplicadas al sector industrial que contribuyan con el desarrollo tecnológico en esta área del conocimiento.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros

El sistema de transmisión diseñado es un sistema más simple en comparación con un sistema de transmisión de un vehículo de combustión interna o de un vehículo híbrido, sin embargo, el diseño propuesto es un sistema dinámico que cambia constantemente, esto porque los motores BLDC son independientes e integran una gran cantidad de variables que forman una red colaborativa y se influyen simultáneamente a través del diferencial electrónico.

Dado que aún hay una serie de temas que podrían considerarse, a continuación, se presentan algunos trabajos futuros que se pueden desarrollar a partir de la investigación creada en la presente tesis:

- Desarrollar una simulación numérica del sistema de transmisión diseñado utilizando, el software Matlab Simulink, donde se incluya la masa del vehículo, los dos motores BLDC (uno para cada rueda motriz) y otros componentes relevantes para el sistema. Todo esto a partir de la metodología teórica y los resultados analíticos obtenidos.
- Simular con software especializado, por ejemplo, Adams Car, la dinámica del vehículo con la implementación del sistema de transmisión diseñado.
- Determinar con software de elemento finito el número de ciclos a la falla que alcanzaran los árboles de transmisión utilizados en el diseño propuesto.
- Validar experimentalmente los resultados analíticos y numéricos presentados en esta investigación. Para ello se requiere construir el prototipo de vehículo eléctrico propuesto, utilizando la plataforma del vehículo todo terreno tipo Go

Kart modelo 150GKA-2 disponible en el laboratorio de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica. El prototipo permitirá demostrar la funcionalidad y desempeño del sistema de transmisión desarrollado en esta tesis.

- Desarrollar el diferencial electrónico para este prototipo de vehículo eléctrico en función de las características y condiciones de cargas propias del vehículo.
- Seleccionar en función de cálculos específicos los componentes mecánicos comerciales como son: rodamientos, cadenas de transmisión, cuñas, ruedas dentadas (*sprocket*).
- Diseñar los engranajes fijos que podrían remplazar las cadenas de transmisión utilizadas actualmente, y así comparar su eficiencia y desempeño con el sistema de tracción actual.

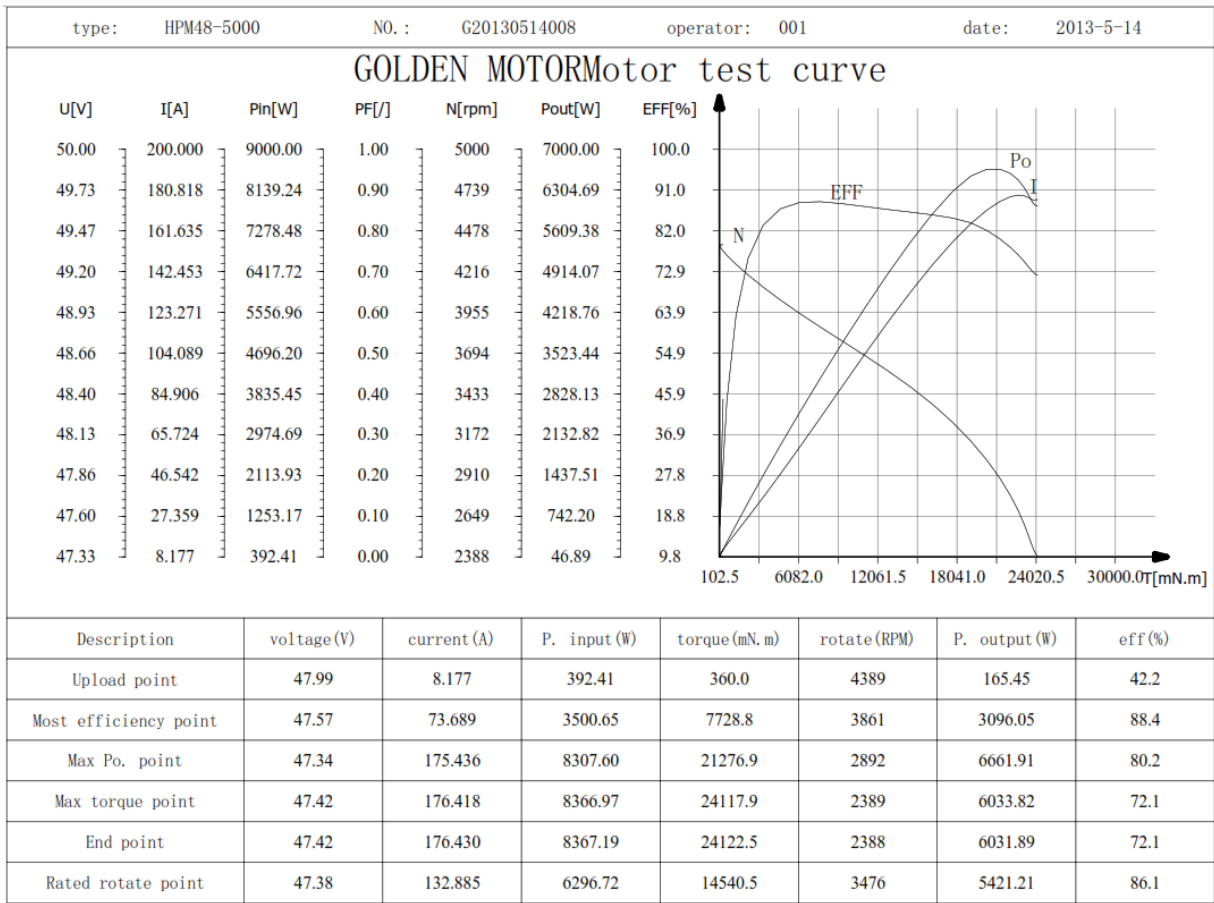
Los trabajos futuros propuestos se basan en los resultados, procedimientos y hallazgos encontrados en la presente tesis, con el fin de tener un amplio conocimiento de los sistemas de transmisión utilizados en los vehículos eléctricos alimentados por baterías.

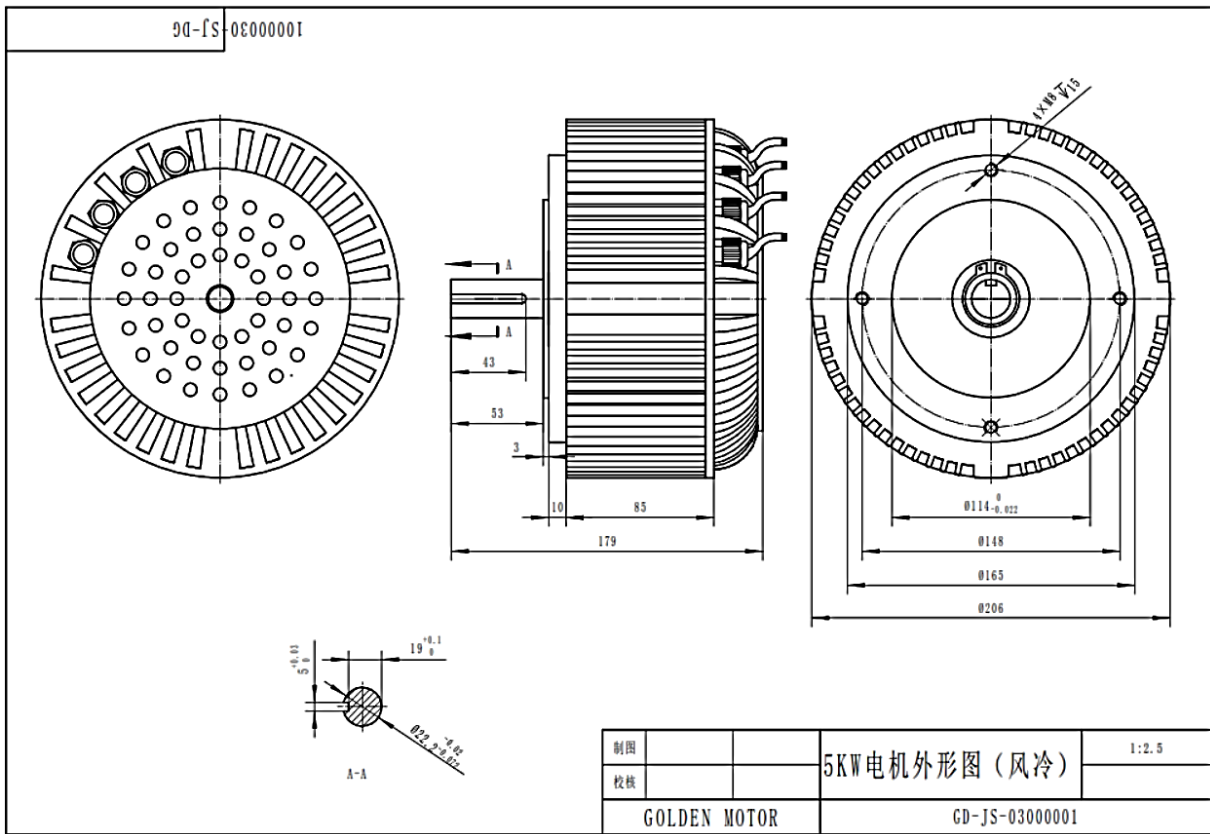
Anexo I. Especificaciones técnicas de motor eléctrico HPM48-5000

Dynamic Test

company: GOLDEN MOTOR
 Type: HPM48-5000 rated U: 48 V
 No. : G20130514008 rated I: 120 A
 Operator: 001 rated P. : 5000 W
 Date: 2013-5-14 rated N: 3500 RPM

Items NO.	voltage V	current A	P. input W	P. factor PF	frequency Hz	torque mN.m	rotate rpm	P. output W	efficiency %
1	47.99	8.177	392.41	1.000	0.00	360.0	4389	165.45	42.2
2	47.98	8.538	409.70	1.000	0.00	242.5	4384	111.32	27.2
3	47.98	9.967	478.17	1.000	0.00	102.5	4369	46.89	9.8
4	47.95	13.222	633.99	1.000	0.00	577.5	4335	262.14	41.4
5	47.91	18.686	895.30	1.000	0.00	1412.5	4279	632.89	70.7
6	47.86	26.320	1259.60	1.000	0.00	2415.0	4204	1063.11	84.4
7	47.80	35.715	1707.06	1.000	0.00	3552.5	4116	1531.11	89.7
8	47.72	46.523	2219.96	1.000	0.00	4812.5	4021	2026.29	91.3
9	47.63	58.475	2785.48	1.000	0.00	6182.5	3923	2539.68	91.2
10	47.55	71.460	3397.57	1.000	0.00	7680.0	3826	3076.83	90.6
11	47.46	85.414	4053.55	1.000	0.00	9262.5	3734	3621.59	89.3
12	47.38	100.283	4751.16	1.000	0.00	10920.0	3647	4170.18	87.8
13	47.40	116.273	5511.32	1.000	0.00	12647.5	3573	4731.89	85.9
14	47.41	132.690	6291.16	1.000	0.00	14387.5	3501	5274.41	83.8
15	47.39	149.915	7104.47	1.000	0.00	16157.5	3429	5801.47	81.7
16	47.37	167.085	7915.23	1.000	0.00	17950.0	3350	6296.60	79.5
17	47.33	174.525	8260.27	1.000	0.00	19495.0	3206	6544.60	79.2
18	47.33	174.870	8277.47	1.000	0.00	20797.5	2994	6520.18	78.8
19	47.34	175.082	8287.97	1.000	0.00	21697.5	2827	6422.91	77.5
20	47.33	175.240	8294.11	1.000	0.00	22292.5	2705	6314.26	76.1
21	47.34	175.500	8309.05	1.000	0.00	22735.0	2625	6249.15	75.2
22	47.39	175.840	8333.50	1.000	0.00	23087.5	2563	6196.15	74.3
23	47.40	175.953	8339.27	1.000	0.00	23382.5	2512	6150.45	73.8
24	47.41	176.173	8352.78	1.000	0.00	23657.5	2466	6108.84	73.1
25	47.42	176.292	8360.23	1.000	0.00	23887.5	2427	6070.68	72.6
26	47.42	176.430	8367.19	1.000	0.00	24122.5	2388	6031.89	72.1





Referencias

- [1] M. Mosin, N. Popov, V. Anibroev y et al, «Engine power distribution system for four-wheel drive autonomous electric vehicle,» de *2022 9th International Conference on Power and Energy Systems Engineering*, Kyoto, Japan, 2023.
- [2] J. Soto, «Greenpeace, Blog, Cambio climático,» Greenpeace, 13 julio 2020. [En línea]. Available: <https://www.greenpeace.org/mexico/blog/8708/que-es-la-movilidad-sustentable-y-como-beneficia-a-nuestras-ciudades/>. [Último acceso: 2024 abril 30].
- [3] BMW Company, «Urban Mobility: Discover 5 Trends of the Future,» BMW Company, 7 Enero 2020. [En línea]. Available: <https://www.bmw.com/en/innovation/5-trends-of-urban-mobility.html>. [Último acceso: 22 Mayo 2020].
- [4] A. Upadhyay, «Electric Vehicles over Contemporary Combustion Engines,» de *International Conference on Sustainable Future and Environmental Science*, 2021.
- [5] Newark, «mexico.newark.com,» Avnet Company, [En línea]. Available: <https://mexico.newark.com/motor-control-brushless-dc-bldc-technology>. [Último acceso: 04 Diciembre 2022].
- [6] Milenio, «En COP26, México se compromete a vender sólo autos de cero emisiones para 2040,» 10 Noviembre 2021. [En línea]. Available: https://www.milenio.com/politica/mexico-compromete-vender-autos-cero-emisiones-2040?utm_source=headtopics&utm_medium=news&utm_campaign=2021-11-11. [Último acceso: 22 Noviembre 2021].

-
- [7] C. D. Pires Rodrigues, «Transmission,» de *Design of a high-speed transmission for an electric vehicle*, Porto, Portugal, Facultad de Ingeniería, Universidad de Porto, 2018, pp. 18-21.
- [8] KPMG, «Mobility 2030: Transforming the mobility landscape,» KPMG, 12 Febrero 2019. [En línea]. Available: <https://assets.kpmg/content/dam/kpmg/xx/pdf/2019/02/mobility-2030-transforming-the-mobility-landscape.pdf>. [Último acceso: 8 Noviembre 2021].
- [9] TE Connectivity, «Electrifying a movement: Accelerating E-mobility in Commercial Transportation,» TE Connectivity, 17 Mayo 2022. [En línea]. Available: <https://www.te.com/en/industries/hybrid-electric-mobility/insights/electrifying-movement-trend-paper.html>. [Último acceso: 2024 Junio 13].
- [10] A. B. Galindo Muro, R. Cespi y S. I. Vallarta Serrano, «Applications of Electric Vehicles in Instant Deliveries,» *Energies*, vol. 16, nº 1967, pp. 1-18, 2023.
- [11] J. I. Huertas, A. E. Mogro y J. P. Jiménez, «Configuration of Electric Vehicles for Specific Applications from a Holistic Perspective,» *World Electric Vehicle Journal*, vol. 13, nº 29, pp. 2-24, 2022.
- [12] A. Mohammad Taghi y A. Ali, «Electric vehicles as means of energy storage: participation in ancillary services markets,» de *Energy Storage in Energy Markets, Uncertainties, Modelling, Analysis and Optimization*, Shahid Beheshti University, Tehran, Irán, Academic Press, 2020, pp. 235-249.
- [13] A. H. Emdadul Hoque, M. Rafi Ahmed y et. al, «Internet of Things Applications in Electric Vehicles A Review,» de *Renewable Power for Sustainable Growth*, Singapore, Springer Singapore, 2020, pp. 315-322.

-
- [14] G. Pistoia, «Vehicle Applications: Traction and Control Systems,» de *Engineering, Environmental Science*, Princeton, NJ, USA, Association of Environmental Engineering and Science Professors, 2009, pp. 321-378.
- [15] G. A. Magallán, C. H. De Angelo, G. Bisheimer y G. Garcia, «A Neighborhood Electric Vehicle with Electronic Differential Traction Control,» de *34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, Orlando, FL, USA, 2008.
- [16] E. Linden y A. Wittmer, «Zukunft Mobilität - Gigatrend Digitalisierung,» CFAC-HSG, St. Gallen, Suiza, 2018.
- [17] Ipsos, «Is There a Target Market for Electric Vehicles?,» 01 Marzo 2017. [En línea]. Available: https://www.ipsos.com/sites/default/files/2017-04/ipsos-marketing-target-market-electric-vehicles.PD__0.pdf. [Último acceso: 22 Noviembre 2021].
- [18] MARKETSandMARKETS, «Electric Vehicle Market by Component, Propulsion, Vehicle Drive Type, Vehicle Top Speed, Charging Point, Vehicle Clas, V2G, Region-Global Forecast 2030,» 07 Mayo 2021. [En línea]. Available: <https://www.marketsandmarkets.com/Market-Reports/electric-vehicle-market-209371461.html>. [Último acceso: 22 Noviembre 2021].
- [19] Allied Market Research, «Electric Vehicle Market by Type BEV, HEV, PHEV, Vehicle Class and Vehicle Type Global Opportunity Analysis, 2020-2027,» 7 Abril 2020. [En línea]. Available: <https://www.alliedmarketresearch.com/electric-vehicle-market>. [Último acceso: 22 Noviembre 2021].
- [20] E. J. Domínguez Soriano y J. Ferrer Ruiz, «La transmisión en los vehículos,» de *Sistemas de transmisión y frenado*, Madrid, Editex, 2012, pp. 18-19.

-
- [21] L. Brooke, «Gearing EVs for greater efficiency,» *SAE International Automotive Engineering*, vol. January/February, pp. 16-19, 2021.
- [22] Wikipedia, «Tesla Roadster (first generation),» Wikipedia, [En línea]. Available:
[https://en.wikipedia.org/wiki/Tesla_Roadster_\(first_generation\)#cite_note-135](https://en.wikipedia.org/wiki/Tesla_Roadster_(first_generation)#cite_note-135). [Último acceso: 07 Febrero 2024].
- [23] SAE International, «ZF shifts EV transmission efficiency up a gear,» SAE International, 22 Julio 2019. [En línea]. Available:
<https://www.sae.org/news/2019/07/zf-2-speed-ev-transmission-prototype>. [Último acceso: 2021 Noviembre 22].
- [24] J. Jiao, «A history and evolution of shared mobility,» de *Shared Mobility*, Austin, TX, USA, University of Texas, 2021, pp. 1-10.
- [25] S. Illgen y M. Höck, «Electric vehicles in car sharing networks - Challenges and simulation model analysis,» *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 63, pp. 377-387, 2018.
- [26] A. M. Youssef, «Operations of electric vehicle traction system,» *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, vol. 5, nº 2, pp. 51-57, 2018.
- [27] D. Rimpas y et al, «Comparative Review of Motor Technologies for Electric Vehicles Powered by a Hybrid Energy Storage System Based on Multi-Criteria Analysis,» *Energies*, vol. 16, nº 2555, pp. 1-24, 2023.
- [28] S. Jamshed Rind y et al, «Configurations and Control of Traction Motors for Electric Vehicles: A Review,» *Chinese Journal of Electrical Engineering*, vol. 3, nº 3, pp. 1-17, 2017.
- [29] A. Fraser, «IN-WHEEL ELECTRIC MOTORS The Packanging and Integration Challenges,» Protean Electric Ltd, Farnham, UK, 2012.

-
- [30] M. Gobbi, A. Sattar, R. Palazzetti y G. Mastinu, «Traction motors for electric vehicles: Maximization of mechanical efficiency - A Review,» *Applied Energy*, vol. 357, n° 122496, pp. 1-27, 2024.
- [31] C. Thanh Nguyen, P. D. Walker, S. Zhou y N. Zhang, «Optimal sizing and energy management of an electric vehicle powertrain equipped with two motos and multi-gear ratios,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 167, n° 104513, 2022.
- [32] E. Louback, A. Biswas, F. Machado y A. Emadi, «A review of the design process of energy management systems for dual-motor battery electric vehicles,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 193, n° 114293, 2024.
- [33] A. Sforza, B. Lenzo y F. Timpone, «A state of the art review on torque distribution strategies aimed at enhancing energy efficiency for fully electric vehicles with independently actuated drivetrains,» *International Journal of Mechanics and Control*, vol. 20, n° 2, pp. 3-15, 2019.
- [34] W. Du, S. Zhao, L. Jin, J. Gao y Z. Zheng, «Optimization design and performance comparison of different powertrains of electric vehicles,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 156, n° 104143, 2021.
- [35] K. Vitols y I. Galkin, «Analysis of Electronic Differential for Electric Kart,» de *15th International Power Electronics and Motion Control Conference*, Novid Sad, Serbia, 2012.
- [36] Current Automotive, «The Past, Present and Future of EV Transmissions,» 12 Octubre 2020. [En línea]. Available: <https://www.currentautomotive.com/the-past-present-and-future-of-electric-vehicle-transmissions/>. [Último acceso: 15 Febrero 2024].
- [37] Rimac, «Rimac-automobili: Drivetrain,» Rimac engineering, 2023. [En línea]. Available: <https://www.rimac-automobili.com/nevera/engineering/>. [Último acceso: 2024 Febrero 20].

-
- [38] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, NY, USA: Springer, 2012.
- [39] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, «Cadenas de rodillos,» de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Ciudad de México, McGraw Hill Education, 2019, pp. 868-876.
- [40] SUPERATV, «SUPERATV.COM,» SUPERATV, 2021. [En línea]. Available: <https://www.superatv.com/offroad-atlas/atv-tire-size-explained-a-comprehensive-guide/>. [Último acceso: 06 Junio 2023].
- [41] D. Salvador Carrasco, *Cálculo y diseño del sistema de transmisión de un vehículo*, Leganés: Universidad Carlos III de Madrid, 2017.
- [42] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz y W. Novak, «Chapter 3. Mediating the Power Flow,» de *Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application*, Berlin Heidelberg, Springer, 2011, pp. 73-99.
- [43] R. Luiz Delmunde, H. Maceti, C. Luis Levada y W. D. Paes Coelho, «Analysis of Improvement in Aerodynamics of a Vehicle Type Baja SAE - And the Impact on Performance,» *American Journal of Engineering Research*, vol. 5, nº 11, pp. 306-309, 2016.
- [44] J. Ferrer Ruiz y E. J. Domínguez Soriano, «La transmisión en los vehículos,» de *Sistemas de transmisión y frenado*, Madrid, Editex, 2018, pp. 9-17.
- [45] J. Villar Paúl y J. I. Rodríguez García, «Principios básicos de los sistemas de transmisión en vehículos,» de *Sistemas de Transmisión y Frenado*, macmillan education, 2017, pp. 7-16.
- [46] x-engineer.com, «www.x-engineer.com,» [En línea]. Available: <https://x-engineer.org/aerodynamic-drag/>. [Último acceso: 30 junio 2023].

- [47] dcode.fr, «Function Equation Finder on dCode,» dcode.fr, [En línea]. Available: <https://www.dcode.fr/function-equation-finder>. [Último acceso: 06 Julio 2023].