



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“CONVERSIÓN DE UN TREN DE POTENCIA
CONVENCIONAL A UN TREN DE POTENCIA HÍBRIDO
ELÉCTRICO”**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA
MARCO ANTONIO DURÁN GONZÁLEZ

DIRECTOR DE TESIS
MARIANO GARCIA DEL GALLEGO



CIUDAD UNIVERSITARIA

CIUDAD DE MÉXICO 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

A Dios:

Por permitirme seguir vivo para poder seguir cumpliendo mis sueños y por la familia y amigos que me ha dejado tener.

A mi madre, Marcela Yadira y a mi padre, Marco Antonio:

Por darme todo su apoyo incondicional en todo momento sin importar las circunstancias, por guiarme a lo largo de mi vida, por enseñarme a valorar las cosas que me da la vida y por inculcar en mí los deseos de perseguir mis metas hasta cumplir con cada una de ellas.

Gracias por su amor.

A mis hermanos, Juan Carlos y Daniel:

Por ayudarme en todo momento, por ser dos de mis mejores amigos.

A Itzel Blando Guevara:

Por apoyarme sin importar nada a lo largo de los años que llevamos de conocernos, gracias por ser un ejemplo a seguir.

M. en I. Antonio Zepeda Sánchez:

Por ser una guía en esta etapa de mi vida profesional, por tener la paciencia para explicarme y ayudarme en mi desarrollo académico.

Ing. Mariano García del Gallego:

Por apoyarme en mi desarrollo académico y formar parte de mi formación profesional.

ÍNDICE

OBJETIVOS	4
OBJETIVO GENERAL.....	4
OBJETIVOS PARTICULARES.....	4
INTRODUCCIÓN	5
PROBLEMA.....	5
JUSTIFICACIÓN	6
HIPÓTESIS.....	6
CAPÍTULO I. CONCEPTO DE UN VEHÍCULO HÍBRIDO ELÉCTRICO	7
En este capítulo nos introduciremos principalmente en los conceptos de un vehículo híbrido eléctrico, sus clasificaciones, modos de operación y sus principales componentes para su correcto funcionamiento; además de las principales ventajas y desventajas de los vehículos híbridos en serie y en paralelo. Pero antes hablaremos del estado del arte de los vehículos y el techo tecnológico de los vehículos híbridos.	7
1.1 ESTADO DEL ARTE.....	7
1.2 TECHO TECNOLÓGICO.....	8
1.3 CONCEPTO DE TREN MOTRIZ DE UN VEHÍCULO HÍBRIDO ELÉCTRICO (VHE).....	14
1.4 HIBRIDACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON GASOLINA O DIÉSEL (Tren de potencia no.1) Y UN MOTOR ELÉCTRICO CON BATERÍAS (Tren de potencia no.2)	15
1.5 ARQUITECTURA DE LOS TRENES DE TRANSMISIÓN HÍBRIDOS ELÉCTRICOS.....	18
1.5.1 Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en serie (acoplamiento eléctrico)	20
1.5.2 Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en paralelo (acoplamiento mecánico).....	24
1.5.3 Configuraciones de tren motriz para un VHE paralelo con acoplamiento de par	26
CAPÍTULO II. SELECCIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO	32
2.1 INTRODUCCIÓN A LOS ACOPLAMIENTOS PARA UN VHE EN PARALELO	32
2.1.1 Dispositivos de acoplamiento de par motriz.....	32
2.1.2 Dispositivos de acoplamiento de velocidad y dispositivos adicionales al tren de potencia.....	34
2.2 ESPECIFICACIONES	45
2.2.1 Especificaciones objetivo	45
2.3 GENERACIÓN DE CONCEPTO.....	46
2.3.1 Descomposición del problema	46
2.3.2 Diagrama de árbol.....	47
2.4 SELECCIÓN DE CONCEPTO	49

2.4.1 Tabla morfológica.....	49
2.4.2 Matriz de decisiones.....	53
CAPÍTULO III. DISEÑO DEL TREN DE POTENCIA.....	58
3.1 Caso de estudio	58
3.2 Resumen de resultados.....	64
3.3 Ciclos de manejo.....	71
ANÁLISIS DE RESULTADOS	79
CONCLUSIONES.....	79
BIBLIOGRAFÍA	81
MESOGRAFÍA.....	82
MEDIO AUDIOVISUAL	82
ANEXOS.....	83
A1. CÁLCULO DE ACOPLAMIENTO DE PAR MOTRIZ.....	83
A2. PLANOS	113

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar una propuesta de diseño del acoplamiento entre un motor eléctrico y un motor de combustión interna de 1 litro que permita la construcción de un sistema híbrido eléctrico que cumpla con los requerimientos de potencia para dar la tracción necesaria a un vehículo con base en ciclos de manejo de la Ciudad de México.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Hacer una propuesta de un sistema de acoplamiento de dos trenes de potencia.
- Determinar la potencia requerida del motor eléctrico y el motor CI para satisfacer los requerimientos de un vehículo minivan GF-60 de FAW Trucks.
- Diseñar o implementar un sistema de acoplamiento para realizar la conversión de un motor CI de 1L a un vehículo híbrido eléctrico en paralelo.
- Determinar los modos de operación del vehículo híbrido eléctrico con base en los ciclos de manejo de la Ciudad de México.

INTRODUCCIÓN

En el Capítulo I comenzare abordando el concepto de un vehículo híbrido eléctrico en donde mostrare las diferentes arquitecturas que hay para los Vehículos híbridos eléctricos (VHE), explicare el funcionamiento de estos junto con sus principales componentes dentro del tren de potencia. También mostrare las diferentes configuraciones de los VHE en serie y en paralelo para determinar más adelante los modos de conducción del vehículo híbrido final.

En el Capítulo II explicare el procedimiento para la selección del sistema híbrido de esta tesis iniciando por una breve introducción a los mecanismos de acoplamiento que se pueden utilizar para un VHE en paralelo, se definirán las especificaciones objetivo a las que se pretenden llegar para el tren de potencia que se propondrá, una vez definidas las especificaciones objetivo explicare como realice la generación del concepto descomponiendo el problema para enfocarme en el diseño del sistema en desarrollo, finalmente mostrare la selección del concepto en donde se observaran las tablas morfológicas de las diferentes configuraciones del VHE en paralelo y la matriz de decisiones.

En el Capítulo III mostrare un caso de estudio de un motor DONGAN el cual tome como base para acoplarlo al tren de potencia híbrido con sus respectivas especificaciones, se observará el resumen de los resultados calculados del acoplamiento de par para el VHE en paralelo donde se podrán observar las dimensiones exactas de los diferentes componentes de dicho acoplamiento de par, posteriormente se muestran las gráficas con los ciclos de manejo realizados en la Ciudad de México para determinar, con base en estos, datos empíricos los modos de operación del vehículo híbrido.

PROBLEMA

Debido al alto consumo de combustibles fósiles para uso en medios de transporte no solo en México, sino a nivel mundial, es necesario la búsqueda de formas alternativas de energía para disminuir los contaminantes emitidos por este tipos de medios de transporte los cuales utilizan motores de combustión interna en su gran mayoría, estos motores son muy ineficientes principalmente en ciudades donde el tráfico vehicular es considerablemente grande. La explicación del porque los motores de combustión interna ya no son convenientes en estos tiempos es porque dichos motores están diseñados para operar con 34 % de eficiencia máxima aproximadamente y dentro de las 1500 y 3000 [rpm], dependiendo del fabricante, además de que el consumo de combustible es mucho mayor cuando no se mantiene el vehículo a una velocidad constante lo que se traduce en mayores cantidades de gases de escape contaminantes.

Desde hace pocos años hasta la actualidad se comenzaron a utilizar vehículos con combustibles alternativos. Otros tantos vehículos son eléctricos los cuales no emiten ningún gas contaminante y tienen una mayor eficiencia que va de 60 al 90 % dentro de un rango de velocidad desde las 500

hasta las 4500 rpm, pero este tipo de vehículos tienen sus desventajas como su baja autonomía debido a la baja capacidad de carga de las baterías, que aunque en su gran mayoría son de las baterías más económicas y accesibles (como las baterías plomo-ácido) para la mayor parte de las personas, estas no son las mejores que se encuentran en el mercado porque existen baterías con mayores capacidades y con gran durabilidad, pero con un costo muy elevado, tales son las baterías de iones de litio, Nickel-Cadmio, etc. Otra desventaja es que pudiera parecer que se está utilizando energía limpia, pero la realidad es que para generar dicha energía (eléctrica) se requiere del uso de otros recursos, un ejemplo son los combustibles fósiles que se utilizan para generar energía eléctrica en las plantas termoeléctricas que conforman aproximadamente el 81% de la generación de energía eléctrica en México.

JUSTIFICACIÓN

Se pretende mejorar la economía del consumo de combustibles utilizando fuentes de energía que posiblemente en años anteriores ya se había pensado en ello, pero no existía la tecnología y la infraestructura para la manufactura de estas. Es por ello que en este trabajo se pretende implementar un diseño de un vehículo híbrido eléctrico.

Un vehículo híbrido eléctrico es una opción bastante prometedora, ya que permite juntar la ventajas de un vehículo convencional con motor de combustión interna con las de un vehículo eléctrico, reduciendo así el consumo de combustible y aumentando la autonomía de vehículo híbrido eléctrico. Además es un vehículo que promete tener una mayor aceptación social, ya que estamos acostumbrados y nos hemos vuelto muy dependientes del combustible fósil, y la idea de un vehículo sin un motor de este tipo es algo que probablemente la sociedad rechazará por temor al tiempo de recarga y la autonomía, entonces los vehículos híbridos eléctricos poseen las virtudes tanto de un motor de combustión interna como las de un motor eléctrico en uno solo.

HIPÓTESIS

Para el vehículo híbrido eléctrico propuesto para esta tesis se partió de un motor DONGAN de 1 litro utilizado en un vehículo de la marca FAW, como ya se mencionó el objetivo es realizar la conversión a un vehículo híbrido eléctrico tomando como punto de partida la minivan GF-60 de FAW Trucks con una potencia de 87 hp.

El vehículo híbrido eléctrico será capaz de satisfacer las demandas de potencia que se presentarían para la minivan GF-60, con la diferencia de que se sustituirá el motor de 1.3 litros por un motor de 1 litro en paralelo con un motor eléctrico que posteriormente se definirán sus especificaciones.

La propuesta del vehículo híbrido eléctrico tendrá como objetivo cumplir con las demandas de potencia de la Ciudad de México y tener un bajo consumo de combustible.

CAPÍTULO I. CONCEPTO DE UN VEHÍCULO HÍBRIDO ELÉCTRICO

En este capítulo nos introduciremos principalmente en los conceptos de un vehículo híbrido eléctrico, sus clasificaciones, modos de operación y sus principales componentes para su correcto funcionamiento; además de las principales ventajas y desventajas de los vehículos híbridos en serie y en paralelo. Pero antes hablare del estado del arte de los vehículos y el techo tecnológico de los vehículos híbridos.

1.1 ESTADO DEL ARTE

Tabla 1.1. Clasificación de vehículos¹

	Componentes principales	Tren de potencia (power train)	Combustible/ fuente de energía	Control de emisiones
Internal combustion engine vehicle(ICEV)	Motor CI, cigüeñal, bomba de combustible, colectores de entrada y escape (manifolds), sistema de enfriamiento	1 Tren motriz: motor CI, transmisión mecánica (caja de velocidades), flecha cardan, diferencial, dependiendo tracción trasera o delantera	Combustibles fósiles: gas natural, gasolina, diésel, entre otros	Aditivos en combustible, convertidores catalíticos (contaminantes menos perjudiciales), respiradores de aire externo para reducir niveles de óxido nítrico
Electric vehicles (EVs)	Controlador, convertidor electrónico de potencia, motor eléctrico, transmisión mecánica, fuente de energía (baterías), unidad de reabastecimiento de energía, unidad de gestión de energía, etc.	1 Tren motriz: accionamiento por motor eléctrico, transmisión mecánica, almacenamiento de energía eléctrica	Baterías químicas, pilas de combustible, ultracapacitores, entre otros	Ausencia de emisiones
Hybrid electric vehicles (HEVs)	Combinación de un motor eléctrico y uno de combustión interna	2 o más trenes de potencia: paralelo, serie, serie-paralelo y complejo	Combinación de los dos anteriores	Menor cantidad de emisiones que un motor CI y más que un vehículo eléctrico puro
Plug-in HEVs	Este tipo de sistemas se pueden aplicar a cualquier modelo o configuración de los VHE's, su objetivo es minorizar la cantidad de uso de combustibles fósiles en la fuente de energía primaria, con baterías de mayor capacidad de almacenamiento, ultracapacitores. Estos vehículos se conectan a una fuente de energía.			
Mild Hybrid electric drive train	*Modelo en paralelo y *modelo en serie: motor CI, 1 o 2 embragues, motor eléctrico, transmisión, control de motor eléctrico, conjunto de baterías	2 Trenes de potencia: paralelo y serie	Combinación de baterías químicas y combustibles fósiles. Se reemplaza el convertidor de par torsional por un pequeño motor eléctrico	Menor cantidad de emisiones que un CI y más que un vehículo eléctrico
Fuel cells hybrid electric drive train	Controlador del vehículo, celdas de pilas de combustible (fuel cells) , interfaz electrónica, alcance de una máxima fuente de alimentación(PPS), controlador del motor, motor eléctrico y transmisión	1 Tren de potencia	Fuel cells (alta eficiencia energética), baterías químicas. Pueden sustituir las baterías o combinarse con ellas	Menos emisiones que los ICEV

¹ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Comparación entre tipos de vehículos. [Tabla]. Recuperado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

1.2 TECHO TECNOLÓGICO

En la actualidad existen diferentes tecnologías para los vehículos híbridos en las empresas automotrices y se han utilizado combinaciones de algunos de los trenes motrices que se mencionan en la tabla 1 para poder cumplir con los retos de mejoramiento ambiental y eficiencia de los vehículos que hoy en día conocemos, a continuación se muestran algunos vehículos híbridos de diferentes marcas automotrices:

➤ BMW 330e

Es un vehículo plug-in híbrido el cual es pensado para ser más eficiente cuando se conduce en ciudades donde generalmente el vehículo es impulsado por un motor CI a velocidades altas, el BMW 330e tiene la misma dinámica de combustión y lo que hace su sistema híbrido es lograr un mayor rango de eficiencia en el combustible en la ciudad; trabaja en modo e-Drive (bajo impulso eléctrico) hasta un límite de 80 [km/hr]. El motor eléctrico se puede recargar hasta un 80% gracias al sistema de freno regenerativo. Con la ayuda de un sistema adicional al vehículo llamado Wall box el tiempo de recarga se recorta a 2 horas de 3 horas que tarda en cargarse con el cable de recarga estándar; con la batería cargada hasta un 100% la autonomía eléctrica será de hasta 37 km con una velocidad máxima de hasta 120 [km/hr], En su modo Sport alcanza su máxima velocidad de 225 [km/hr].

El BMW 330e cuenta con un motor de 4 cilindros en línea con TwinPower turbo de gasolina y un motor eléctrico con batería de iones de litio; Potencia de 184 [bhp] @ 5,000 – 6,500 [rpm] para el motor de gasolina, 88 [bhp] para el motor eléctrico y 252 [bhp] total; Par de 213.8 [lb-pie] @ 1,350 – 4,250 [rpm] para el motor de gasolina y 309.7 [lb-pie] total; Transmisión automática de 8 velocidades; Consumo combinado de 17.4 [km/lt].²

➤ BMW X5 xDrive40e

Se trata de un vehículo plug-in híbrido pensado para la ciudad que cuenta con tracción en las cuatro ruedas con un motor CI de 4 cilindros con TwinPower Turbo que junto con el motor eléctrico entrega 313 [bhp], mientras se mantiene un consumo combinado de 14.6 [km/lt], consigue una autonomía exclusivamente eléctrica durante 30 [km] sin emisiones y 830 [km] de forma combinada, este vehículo puede alcanzar una velocidad de hasta 120 [km/hr] con su motor eléctrico.

El BMW X5 xDrive40e cuenta con un motor de 4 cilindros en línea TwinPower Turbo y un motor eléctrico con batería de iones de litio; Potencia 245 [bhp] @ 5,000 – 6,500 [rpm] para el motor de gasolina, 113 [bhp] para el motor eléctrico y 313 [bhp] total; Torque de 332 [lb-pie]; Transmisión automática de 8 velocidades; velocidad máxima de 210 [km/hr]; Consumo combinado de 14.6 [km/lt].³

² y ³ Sarmiento, M. (Julio, 2016). Hechos para competir. *Revista Evolucionaria*, (262), 29.

➤ BMW i8

Este vehículo híbrido eléctrico tiene un motor eléctrico de 129 [hp] que se encuentra en el eje de transmisión frontal y un motor CI a gasolina turbo-cargado de 3 cilindros con 1.5 litros, una potencia de 220 [hp] y un par motriz de 220 [lb/pie] en el eje de transmisión trasero. En total se tiene una potencia de 349 [hp] que es la suma de las potencias de los dos trenes de potencia. Este vehículo es un híbrido serie-paralelo, figura 1.1.³



Figura 1.1. BMW i8⁴

➤ EDI-Drive, gama de trenes de potencia

El sistema EDI-Drive es capaz de incrementar la eficiencia del vehículo y reducir el consumo de combustible así como las emisiones, además su sistema inteligente permite, de manera automática, que el vehículo se adapte a diferentes modos de operación, por ejemplo un vehículo eléctrico puro (EV) con la capacidad de realizar excursiones en zonas cercanas, como un vehículo híbrido en serie que es muy eficiente en condiciones de tráfico, como un vehículo híbrido paralelo que es ideal para carretera, o como un modo de vehículo eléctrico (EV) al cual se le añade un modo de aceleración para la conducción en pendientes, figura 1.2.⁵

Las ventajas de este sistema son las siguientes:

- Cuatro modos de conducción en un solo tren motriz: EV, EV +, serie y paralelo.
- No existen fisuras entre las transiciones de modos de funcionamiento.
- Es ligero y por ende ayuda a reducir el consumo de combustible.
- Bajo costo debido a que existe una reducción de piezas.
- Sistema inteligente y automático que es óptimo en cualquier modo de conducción.

^{3 y 4} <http://www.bmwblog.com/2012/03/13/the-bmw-volt/>.

⁵ http://www.efficientdrivetrains.com/edi-drive_drivetrain_line.html



Figura 1.2. EDI-Drive ⁶

- XL1 Drive and Drive: optimización de la eficiencia de vehículo híbrido diésel enchufable (plug-in Hybrid) de Volkswagen

Este vehículo es de tracción trasera (RWD), además de ser un híbrido en paralelo enchufable con un motor de 48 [hp] y 0.83 [L], con dos cilindros turbodiésel TDI (Inyección directa turbo cargada) con bloque de aluminio y un DSG (Caja de cambios automática) de siete velocidades de doble embrague, también tiene un motor eléctrico de 27 [hp] y un paquete de baterías de litio de 5.5 [KWh] que esta refrigerado con agua, toda la unidad híbrida se encuentra en la parte trasera entre las ruedas de tracción; el modulo híbrido que es el motor eléctrico y el embrague se encuentran entre el motor TDI y la transmisión automática DSG de siete velocidades. En las figuras 1.3, 1.4 y 1.5 se muestran los componentes de la unidad híbrida y el posicionamiento de las mismas en el vehículo de Volkswagen.

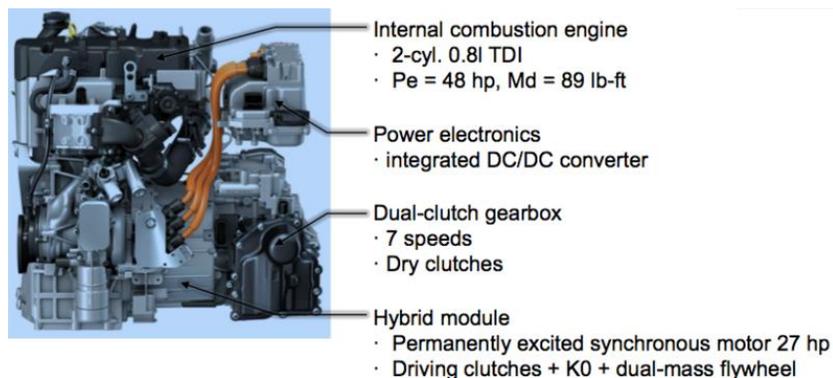


Figura 1.3. Unidad de potencia del XL1 enchufable ⁷

⁶ http://www.efficientdrivetrains.com/edi-drive_drivetrain_line.html

⁷ <http://www.greencarcongress.com/2013/06/xl1-20130624.html>.

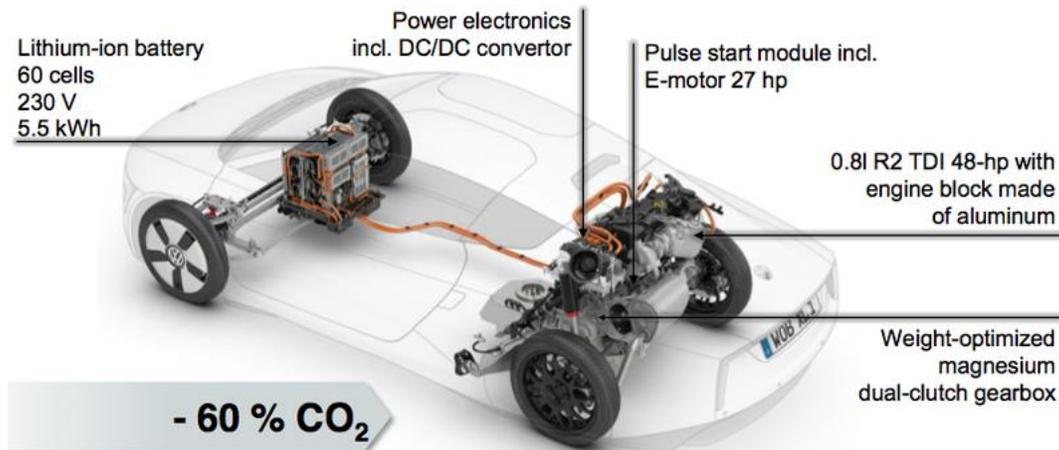


Figura 1.4. Tren motriz del XL1 enchufable ⁸

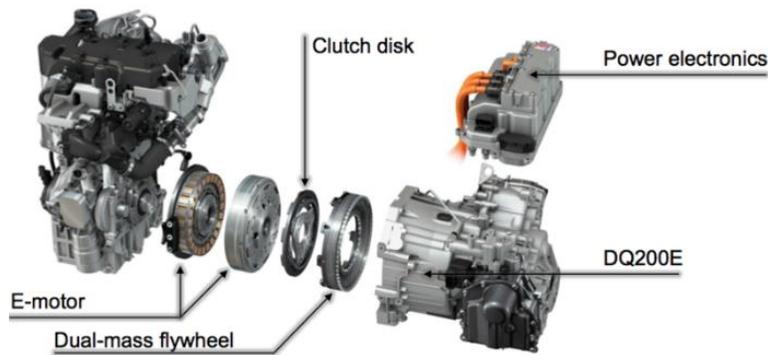


Figura 1.5. Componentes de la unidad de potencia del XL1 enchufable ⁹

En el XL1 las baterías de 5.5 [kWh] de litio que se encuentran en la parte delantera del vehículo alimentan al motor eléctrico con 220 [V]. La batería tiene 60 celdas o pilas a 25 [Ah], el sistema de la electrónica de potencia gestiona el flujo de energía de alta tensión hacia y desde la batería o el motor eléctrico convirtiendo la corriente directa en corriente alterna. El sistema eléctrico de 12 [V] se suministra a través de un convertidor DC/DC y una pequeña batería auxiliar.

El TDI entrega 120 [Nm] de par motriz de su 830 cc, el motor eléctrico que genera hasta 140 [Nm] de par de torsión en un punto muerto, funciona como un refuerzo para soportar el motor TDI cuando se requiere una potencia total del tren motriz. En conjunto los dos trenes de potencia entregan un par máximo de 140 [Nm] junto con 68 [hp] en impulso.¹⁰

^{8, 9 y 10} <http://www.greencarcongress.com/2013/06/xl1-20130624.html>.

➤ Optima con motor Theta II 2.4

El motor Theta II ofrece una potencia máxima de 168 [hp] y un par motriz de 21.4 [kgf*m]. También ofrece una mejor economía de combustible aproximadamente del 10 % arriba de un motor de gasolina convencional. Una de las características que son clave en este motor es el generador de arranque limpio (HSG) el cual permite que el vehículo se pueda conducir en modo eléctrico o en la transición de modo eléctrico a híbrido.

El HSG da potencia y mueve el motor en un modo eléctrico con solo el motor eléctrico o en un modo híbrido con el motor CI y el motor eléctrico. El HSG fue desarrollado principalmente para combinar los dos trenes de potencia para su control simultáneo y óptimo. ¹¹

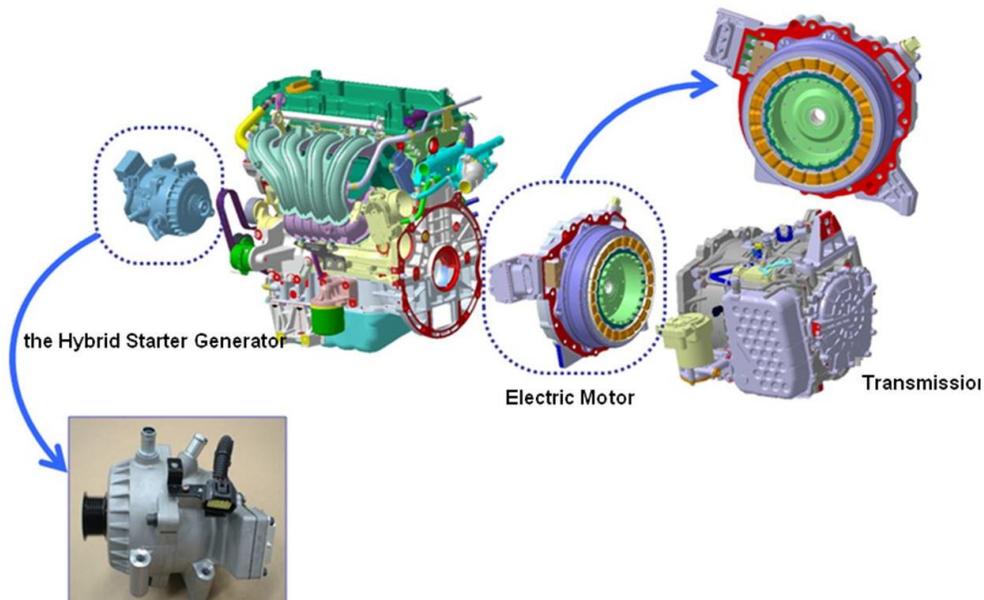
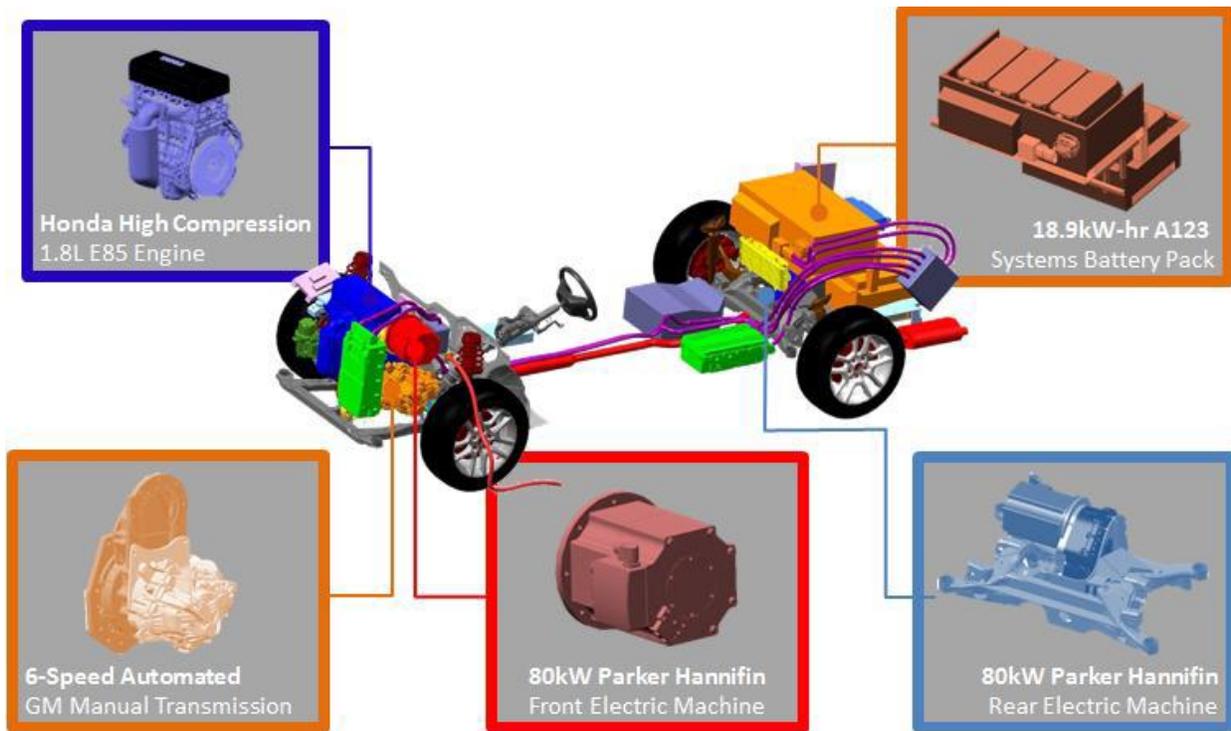


Figura 1.6. Generador de arranque limpio (HSG) ¹²

¹¹ y ¹² <http://kia-buzz.com/the-green-heart-of-the-all-new-optima-hybrid/>.

➤ EcoCAR 2



*Figura 1.7. EcoCAR, Tren de transmisión*¹³

David Michael Walters, de la universidad estatal de Ohio realizó su tesis en donde examina el proceso de diseño, validación y creación de prototipos de un bastidor auxiliar o sub-frame en la parte trasera del vehículo donde se encuentra un tren de potencia eléctrico para un vehículo híbrido, este sub-frame tiene dos funciones principales, la primera es conectar estructuralmente el sistema de suspensión trasera con el chasis del vehículo y la segunda es alojar el motor eléctrico trasero. Se llevó a cabo un primer diseño el cual tenía por objetivo modificar el sub-frame existente de manera que permita la integración de un motor eléctrico trasero y una transmisión de una velocidad manteniendo la integridad estructural de la plataforma original; el segundo diseño tiene como objetivo reducir sustancialmente la masa total de la base manteniendo los componentes del sistema de propulsión trasera y el montaje de la suspensión del diseño anterior, figura 1.7.¹⁴

¹³ y ¹⁴ Walters, D M. (2015). Recuperado de *Design, Validation, and Optimization of a Rear Sub-frame with Electric Powertrain* (Licenciatura). Universidad estatal de Ohio, Ohio EUA.

1.3 CONCEPTO DE TREN MOTRIZ DE UN VEHÍCULO HÍBRIDO ELÉCTRICO (VHE)

Un tren motriz es básicamente requerido para cubrir las demandas del desempeño de un vehículo, y llevar la suficiente energía para soportar el manejo de dicho vehículo en un alto rango, demostrar alta eficiencia y emitir la menor cantidad de contaminantes al medio ambiente. Entonces un vehículo híbrido eléctrico (VHE) se puede definir como un vehículo con un tren de potencia eléctrico y otro tren de potencia, en este caso un motor CI. Es necesario saber que el tren motriz o de transmisión (drivetrain) de un vehículo se define como la suma de todos los trenes de potencia (powertrains).

Usualmente el tren de motriz (drivetrain) no tiene más de dos trenes de potencia (powertrain) porque tener más de dos implicaría mucha complejidad en la transmisión. Un tren motriz híbrido usualmente tiene uno de los dos trenes de potencia que permite el flujo de energía bidireccional con el objetivo de reunir la carga requerida, existen distintos modos de dos trenes de potencia para reunir dicha carga (figura 1.8), como los siguientes:

1. Tren de potencia no.1 (motor CI) entrega su energía a la carga.
2. Tren de potencia no.2 (motor eléctrico) entrega su energía a la carga.
3. Tren de potencia no.1 y 2 entregan su energía a la carga simultáneamente.
4. Tren de potencia no.2 obtiene energía de la carga, debido a un freno regenerativo.
5. Tren de potencia no.2 obtiene su energía del tren de potencia no.1.
6. Tren de potencia no.2 obtiene su energía del tren de potencia no.1 y de la carga simultáneamente.
7. Tren de potencia no.1 entrega su energía a la carga y al tren de potencia no.2 simultáneamente.
8. Tren de potencia no.1 entrega su energía al tren de potencia no.2 y este entrega su energía a la carga.
9. Tren de potencia no.1 entrega su energía a la carga y esta entrega su energía al tren de potencia no.2.

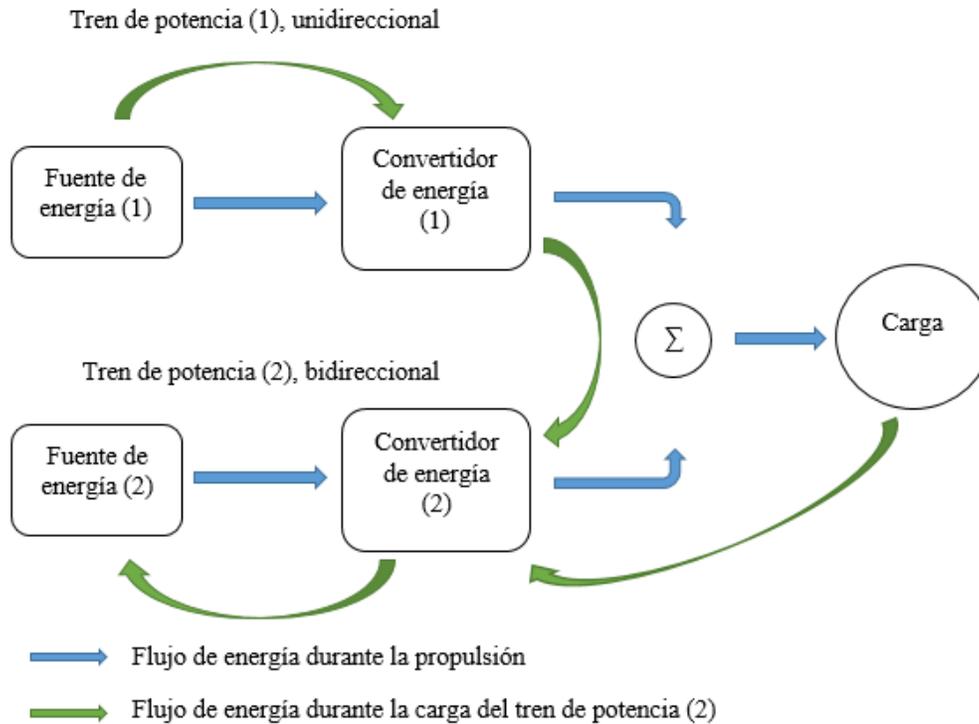


Figura 1.8. Ilustración conceptual de un tren de motriz¹⁵

1.4 HIBRIDACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON GASOLINA O DIÉSEL (Tren de potencia no.1) Y UN MOTOR ELÉCTRICO CON BATERÍAS (Tren de potencia no.2)

Modos usados para cumplir el requerimiento de carga para un vehículo con dos trenes de potencia:

1. Modo de propulsión por motor CI (Engine propelling mode): cuando las baterías están cargadas por completo el motor de combustión es capaz de suministrar el poder suficiente para cumplir la demanda de potencia del vehículo.
2. Modo de propulsión eléctrica pura (Pure electric propelling mode): en este modo el motor CI se apaga por completo y es usado en situaciones en donde este no puede operar de manera eficiente, como en velocidades muy bajas o donde están estrictamente prohibidas las emisiones.
3. Modo de tracción híbrida: se usa cuando se requiere de una gran potencia por ejemplo en pendientes muy pronunciadas.

¹⁵ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Ilustración conceptual de un tren motriz. [Imagen]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

4. Modo de freno regenerativo: en este modo la energía cinética o potencial se recupera a través del motor eléctrico donde este funciona como un generador, la energía recuperada es almacenada en las baterías para después usarse.

5. En este modo el motor CI carga las baterías mientras el vehículo está en un punto muerto, por ejemplo por inercia o descendiendo en un grado leve, es decir que no hay potencia que entre en la carga o provenga de ella.

6. En este modo tanto el freno regenerativo como el motor CI cargan las baterías simultáneamente.

7. Es el modo en el que el motor CI da propulsión al vehículo y también carga las baterías al mismo tiempo.

8. El motor CI carga las baterías y las baterías suministran energía al motor eléctrico.

9. La energía fluye hacia las baterías desde el motor CI caliente a través de la masa del vehículo. La configuración típica para este modo es que los dos trenes de potencia son montados por separado en los ejes frontal y trasero del vehículo.

Debido a la gran variedad de modos de vehículos híbridos existe más flexibilidad que en un vehículo de un solo tren de potencia. Con una configuración y un control adecuados, y aplicando un modo específico para una determinada condición se puede optimizar en general el desempeño, eficiencia y emisiones de un vehículo, pero siempre hay un diseño práctico tomando en cuenta muchos factores como la configuración física del tren motriz (Drivetrain), características de la eficiencia del tren de potencia, características de carga, etc.

La operación de cada tren de potencia en su región de óptima eficiencia es esencial para una eficiencia global del vehículo. Un motor CI generalmente se encuentra en la región de mejor eficiencia de operación con el acelerador totalmente abierto (wide open throttle), operando más allá de esta región la eficiencia de operación disminuiría. Sin embargo la eficiencia en un motor eléctrico no es tan perjudicial si lo comparamos con un motor CI el cual opera más allá de su región óptima.

En la figura 1.9 se muestran las gráficas de los puntos de operación y características de un motor CI, figura 1.9 (a); y las características típicas de eficiencia de un motor eléctrico, figura 1.9 (b).

En la figura 1.9 (a) hay dos valores importantes que se grafican, uno es el momento de par del motor [Nm] y el otro es su velocidad en [rpm], en el punto de operación que se indica en la gráfica se observa la máxima eficiencia típica de un motor CI de 34.3% con un consumo de combustible de 250 [g/kWh] a una velocidad y un momento de par determinados del motor CI, pero se observa que es una región de varios puntos de operación en donde se tiene la operación óptima.

En el caso del motor eléctrico, figura 1.9 (b), se tienen un rango mayor de momento par y velocidad en el área de una eficiencia mínima del 80%, estos valores de eficiencia se presentan cuando tenemos un par motriz del motor eléctrico de entre 50 y 250 [Nm] con velocidades del motor

eléctrico de 500 a 2600 [rpm] aproximadamente. También se puede observar que el par motriz del motor eléctrico se ve afectado o disminuido cuando la velocidad del motor eléctrico aumenta.

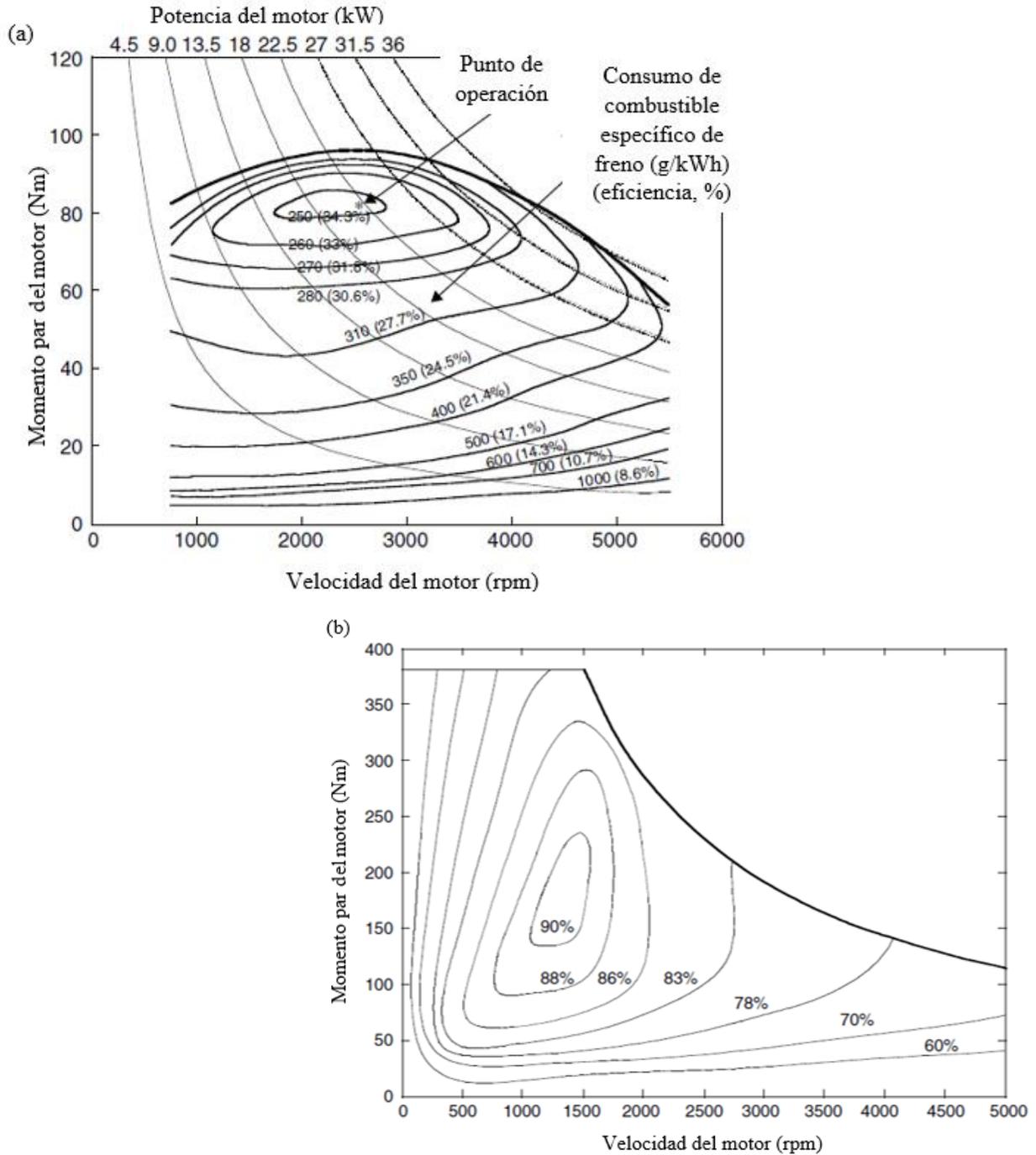
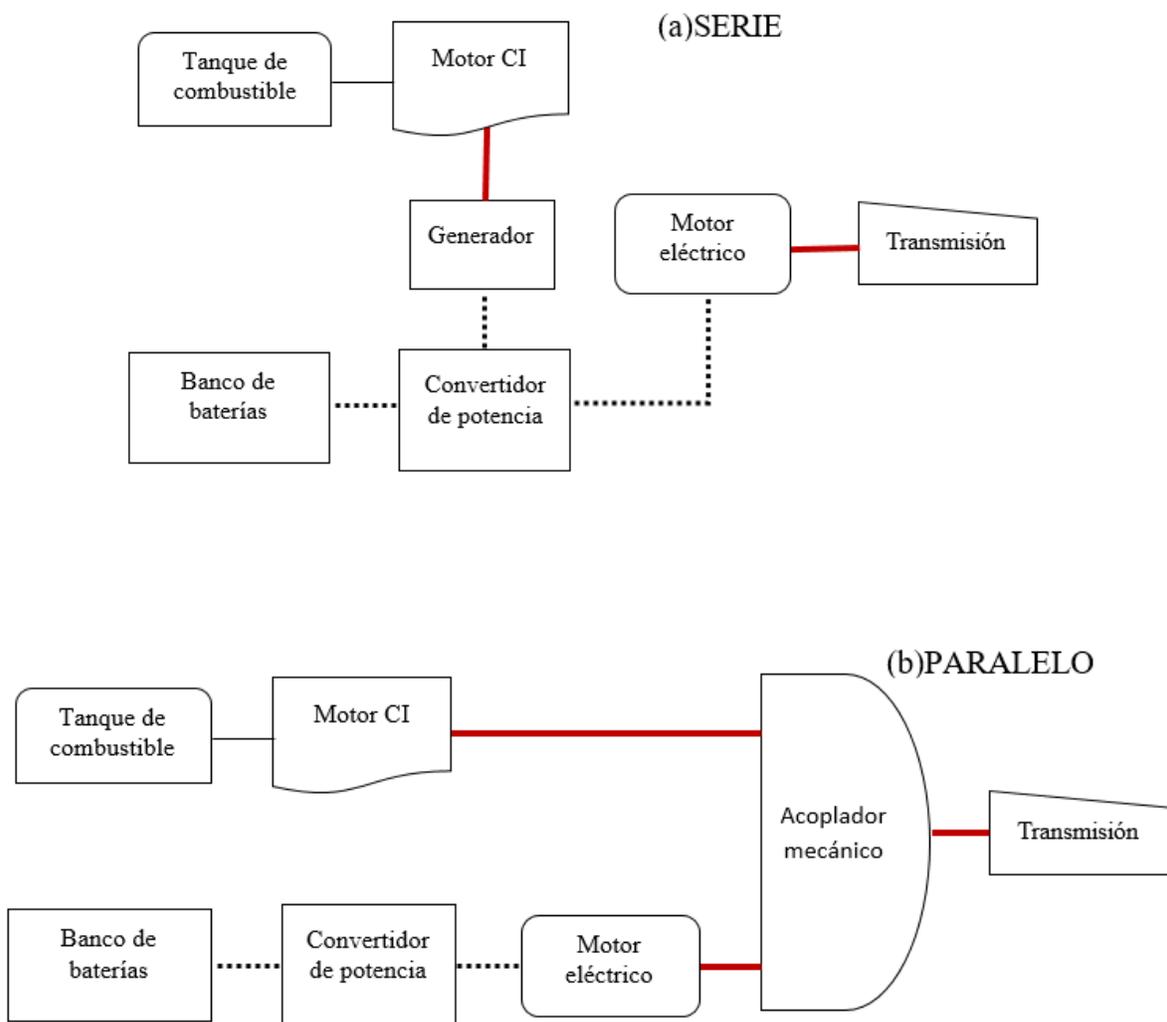


Figura 1.9. (a) Características de la economía de gasolina en un típico motor CI, (b) Características de la eficiencia de un motor eléctrico¹⁶

¹⁶ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Características de la economía de un motor CI y características de la eficiencia de un motor eléctrico. [Imagen]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

1.5 ARQUITECTURA DE LOS TRENES DE TRANSMISIÓN HÍBRIDOS ELÉCTRICOS

Estos vehículos se clasifican actualmente en cuatro tipos: híbridos en serie, híbridos en paralelo, híbridos en serie-paralelo (mixto) y los híbridos complejos; estos cuatro tipos se muestran en la imagen 3:



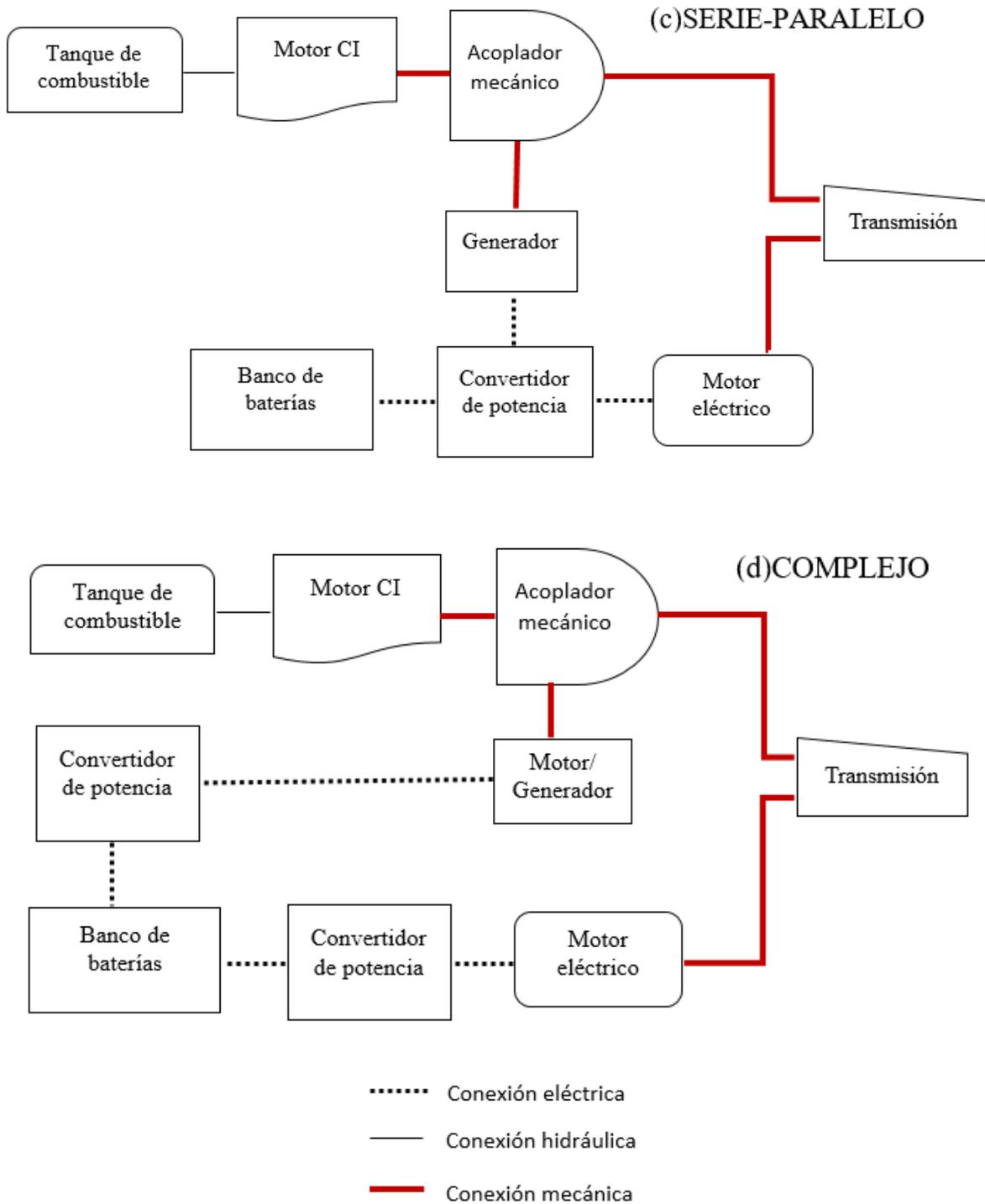


Figura 1.10. Clasificación de los VHE: (a) serie (acoplamiento eléctrico); (b) paralelo (acoplamiento mecánico); (c) serie-paralelo (acoplamiento mecánico y eléctrico); (d) complejo (acoplamiento mecánico y eléctrico)¹⁷

¹⁷Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Clasificación de los VHE: serie, paralelo, serie-paralelo y complejo. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

Cabe mencionar que existen, principalmente, dos tipos de energía en los trenes de transmisión de los vehículos híbridos eléctricos los cuales son: la energía eléctrica y mecánica, por lo que en cada tipo de VHE hay un acoplador mecánico o eléctrico dando como resultado un tren de transmisión de acoplador eléctrico, mecánico o mecánico-eléctrico.

En la imagen 1.10 (a) se muestra la arquitectura de un tren de motriz (drive train) de un VHE en serie donde una de sus características principales es que dos energías eléctricas están conectadas al convertidor de corriente o energía, este convertidor de corriente sirve como un acoplador de potencia eléctrica que controla el flujo de energía que vienen de las baterías y del generador hacia el motor eléctrico o en la dirección contraria desde el motor eléctrico hacia las baterías. En caso del tanque de combustible y el motor CI funcionan con suministro de energía primario y las baterías funcionan como un tope de energía.

En la imagen 1.10 (b) se observa la configuración de un tren motriz de un VHE en paralelo, la característica principal de esta configuración es que dos energías mecánicas están conectadas a un acoplador mecánico. El motor CI es el suministro de energía primario, mientras que las baterías y el motor eléctrico de accionamiento funcionan como tope de energía.

En la imagen 1.10 (c) se muestra la configuración de un tren motriz de un VHE serie-paralelo, la característica principal de esta configuración es que se utilizan dos acopladores de potencia, uno mecánico y otro eléctrico, se puede decir que esta configuración es la combinación de los trenes motrices en serie y paralelo, tiene las características principales de ambas configuraciones, además de tener más modos de operación que un serie o un paralelo por sí solo, en consecuencia es más complejo el funcionamiento y construcción lo cual eleva su costo.

En la imagen 1.10 (d) se muestra la configuración de un tren motriz de un VHE complejo el cual tiene una estructura similar a la configuración de un serie-paralelo, la diferencia es que la función de acoplamiento eléctrico es movida desde el convertidor de potencia de las baterías y se agrega un convertidor más que se conecta entre el motor/generador y las baterías.

1.5.1 Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en serie (acoplamiento eléctrico)

En esta arquitectura el vehículo tiene dos fuentes de energía que alimentan a una sola planta de energía, que en este caso es un motor eléctrico el cual le da tracción al vehículo. La configuración que se utiliza con más frecuencia para vehículos en serie es la que se muestra en la figura 1.11. En esta configuración el tanque de combustible es la fuente de energía unidireccional y el motor CI es el convertidor de dicha energía que también va en una sola dirección y esta acoplado a un generador eléctrico, la salida de este generador está conectada a un bus de DC a través de un convertidor electrónico controlable (rectificador). La fuente de energía bidireccional es un paquete o conjunto de baterías que se conecta al bus de DC por medio de un sistema controlable llamado convertidor electrónico de energía bidireccional (convertidor DC/DC), después el bus de DC se conecta a un controlador del motor eléctrico, este controlador se conecta a un motor eléctrico de

tracción el cual puede ser controlado como un motor o un generador y con un movimiento hacia adelante o en reversa.

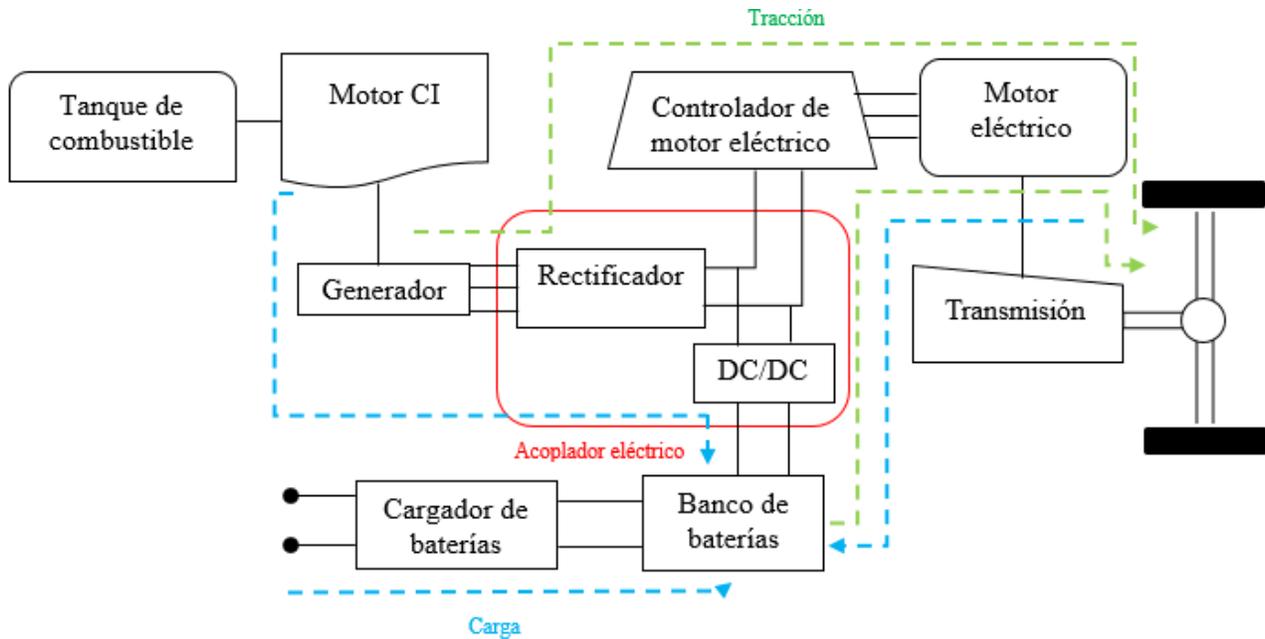


Figura 1.11. Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en serie¹⁸

Este tren motriz puede necesitar un cargador para las baterías por medio de un enchufe de pared el cual se muestra en la figura 1.11. Originalmente esta configuración parte de un vehículo eléctrico al cual se le añade un motor CI que extiende el rango de operación del vehículo debido a que el vehículo eléctrico por si solo tiene una densidad energética muy pobre.

También hace falta un controlador que se encargue de la operación y del flujo de energía basado en comandos del conductor a través de los pedales de aceleración y frenado, también se necesita un retroalimentador de información desde los componentes, esto se puede observar detalladamente en la figura 1.12.

¹⁸ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en serie. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

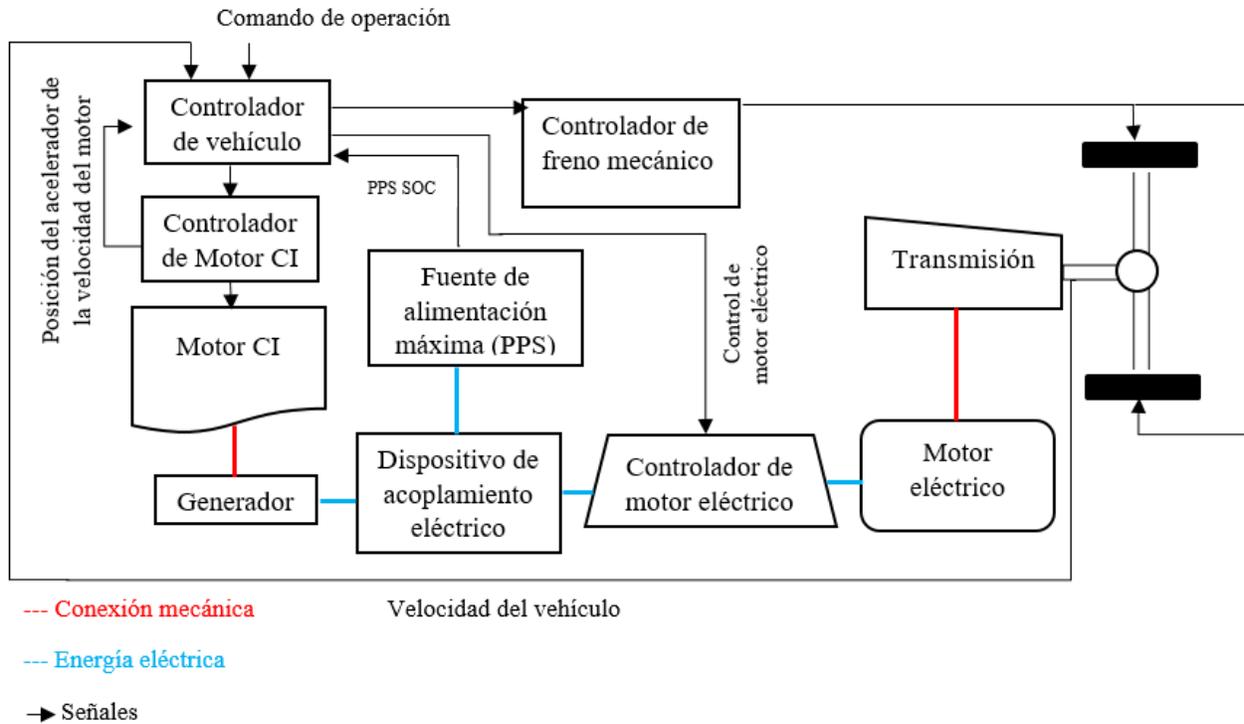


Figura 1.12. Configuración típica de un VHE en serie¹⁹

El controlador se encargará del motor CI a través de su acelerador, del acoplador eléctrico y del motor de tracción para así producir el par de torsión de propulsión demandado o el par de torsión de freno regenerativo utilizando algún modo de operación como los que se mencionan a continuación:

1. Modo de tracción eléctrica pura: el motor CI se apaga y el vehículo solo adquiere movimiento a partir del motor eléctrico y de las baterías.
2. Modo de tracción pura desde motor CI: la energía de tracción solo viene del motor CI y el generador conectado a este, en este modo las baterías no suministran ni aceptan energía del tren motriz. Las máquinas eléctricas que siguen después del motor CI y del generador sirven como una transmisión eléctrica para dar tracción a las ruedas motrices.
3. Modo de tracción híbrida: la potencia de tracción proviene tanto del motor CI-generador como de las baterías, ambos se conectan al acoplador eléctrico como se ve en la imagen 4.
4. Modo de tracción del motor CI con carga de baterías: el motor CI-generador suministra energía para cargar las baterías y da propulsión a vehículo al mismo tiempo, la energía del motor CI-generador se divide cuando pasa por el acoplador eléctrico.

¹⁹ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Configuración típica de un VHE en serie. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

5. Modo de freno regenerativo: el motor CI-generator se apaga y el motor de tracción funciona como un generador accionado por la energía cinética o potencial del vehículo, la energía generada carga las baterías para posteriormente reutilizarla.
6. Modo de carga de batería: el motor CI-generator opera solo para cargar las baterías, mientras que el motor de tracción no recibe energía.
7. Modo de carga de batería híbrido: el motor de tracción y el motor CI-generator funcionan como generadores durante el frenado para cargar las baterías.

1.5.1.1 Ventajas de un tren motriz de un VHE en serie

- Una de las ventajas es que no existe una conexión mecánica entre el motor CI y las ruedas motrices lo cual permite que el motor CI tenga más oportunidad de operar en dentro de su región de máxima eficiencia, véase en la imagen 2(a) y 4. La eficiencia y emisiones del motor CI en dicha región puede verse mejorada con tecnologías de diseño y control especiales. Además el desacoplamiento mecánico del motor CI con las ruedas motrices permite que los motores tengan una velocidad alta, que tengan mejores prestaciones y mayor eficiencia en el uso de combustible.
- Debido al uso de motores eléctricos no se necesita una transmisión multi-engrane en tren motriz por lo que se simplifica considerablemente la estructura y el costo es menor, además se puede utilizar un motor para cada rueda de tracción sustituyendo el diferencial, ya que cada motor puede controlar la velocidad de su rueda de manera independiente, también tiene una función antideslizante similar al sistema de control de tracción convencional. También existe la configuración en donde se agrega un motor en cada una de las cuatro ruedas, trabajando cada uno independientemente de los demás, lo cual es una ventaja ya que ofrece una mejor manejabilidad del vehículo que puede ser una gran ventaja cuando se maneja en terracerías, sobre nieve o terrenos suaves.
- El control de tren motriz se puede ver simplificado en comparación con otras configuraciones, debido a que no existe un acoplamiento mecánico entre el motor CI y las ruedas.

1.5.1.2 Desventajas de un tren motriz de un VHE en serie

- La energía del motor CI cambia su forma dos veces para llegar a su destino que son las ruedas motrices, esto quiere decir que pasa de ser energía mecánica a eléctrica en el generador y de energía eléctrica a mecánica en el motor de tracción, lo que genera significantes pérdidas a causa de las ineficiencias del generador y del motor de tracción.
- El generador aumenta el peso del vehículo y el costo.

- Debido a que el motor de tracción es el único propulsor del vehículo, se requiere que este sea de un tamaño relativamente grande para producir la energía suficiente para así poder obtener un desempeño óptimo de vehículo en términos de aceleración y capacidad de subida, lo cual aumentaría el peso y costo del vehículo.

1.5.2 Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en paralelo (acoplamiento mecánico)

Un tren motriz en paralelo es aquel en donde el motor CI y el motor eléctrico proporcionan la potencia mecánica directamente hacia las ruedas motrices, muy similar a un vehículo con tan solo el motor CI. El motor CI es asistido por el motor eléctrico y viceversa, estos se acoplan mecánicamente a la transmisión. La energía del motor eléctrico y el motor CI se acoplan de una manera conjunta mediante un acoplador mecánico como se muestra en la figura 1.13.

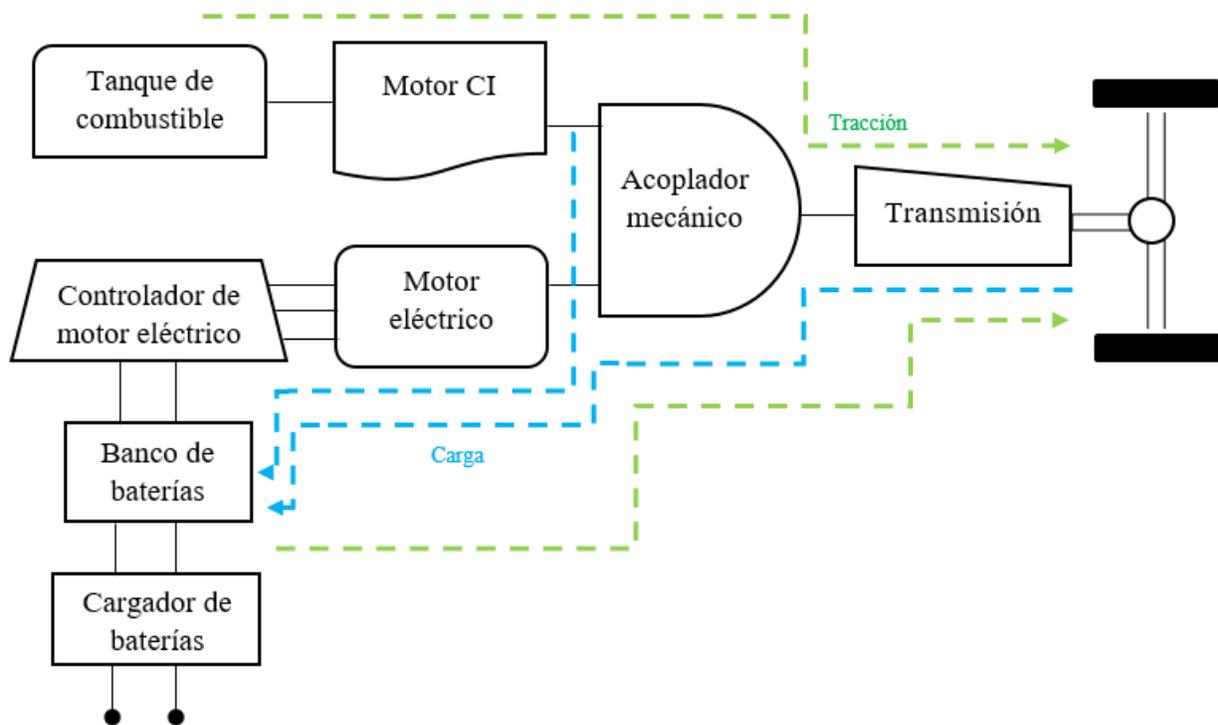


Figura 1.13. Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en paralelo²⁰

Una de las características distintivas de esta arquitectura es que los dos pares motrices provenientes del motor CI y el motor eléctrico se unen simultáneamente a la transmisión mediante un acoplador mecánico.

Los principales objetivos del diseño de un VHE en paralelo son satisfacer los requerimientos de desempeño, es decir, la aceleración en plano y pendientes, y su máxima velocidad crucero; lograr

²⁰ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Tren motriz de un vehículo híbrido eléctrico en paralelo. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

3. Modo motor CI más carga de baterías: este modo se utiliza cuando se ha utilizado por un largo periodo el motor CI, entonces la energía sobrante que este produce puede ser utilizada para cargar las baterías.
4. Modo híbrido: el motor CI es asistido simultáneamente por el motor eléctrico para brindar una mayor potencia si el vehículo así lo requiere, por ejemplo en pendientes o cuando se requiere una aceleración mayor para rebasar a otro vehículo.
5. Modo de frenado regenerativo: este modo se activa cuando el vehículo se desacelera, es decir, debido a la energía cinética del vehículo el flujo de energía va desde el eje hacia el motor eléctrico que funciona como un generador en este caso y finalmente llega a las baterías para cargarlas.
6. Modo de recarga en reposo: este modo se presenta cuando el vehículo se encuentra detenido, entonces el motor CI se encarga de cargar las baterías en caso de que estas lo requieran. En este modo el motor CI y el motor eléctrico están desconectados de la transmisión.

1.5.2.1 Ventajas de un tren motriz de un VHE en paralelo

Las ventajas más grandes de una arquitectura en paralelo sobre una en serie son las siguientes:

- El motor CI y el motor eléctrico suministran pares de torsión directamente a las ruedas motrices y no se presenta una conversión constante en la forma de energía, así la energía perdida puede llegar a ser menor.
- Es más compacto que en serie, ya que no hay necesidad de un generador adicional.
- El motor CI como el motor eléctrico pueden ser más pequeños.

1.5.2.2 Desventajas de un tren motriz de un VHE en paralelo

- La estructura y control son muy complejos debido al acoplamiento entre el motor CI y el motor eléctrico.

1.5.3 Configuraciones de tren motriz para un VHE paralelo con acoplamiento de par

Los acopladores de par se pueden usar en trenes motrices con distintas configuraciones, en una configuración de uno o dos ejes la transmisión se puede posicionar de maneras diferentes con engranes diferentes, lo que resulta en varias características de tracción. Un buen diseño siempre dependerá de los requerimientos de tracción, tamaño del motor CI y del motor eléctrico.

VHE paralelo de dos ejes con dos transmisiones

En una configuración de dos ejes se usan dos transmisiones en donde una de estas se coloca entre el motor CI y el acoplador de par, y el otro entre el motor eléctrico y acoplador de par, ambas transmisiones pueden ser únicas o con múltiples engranes, figura 1.15.

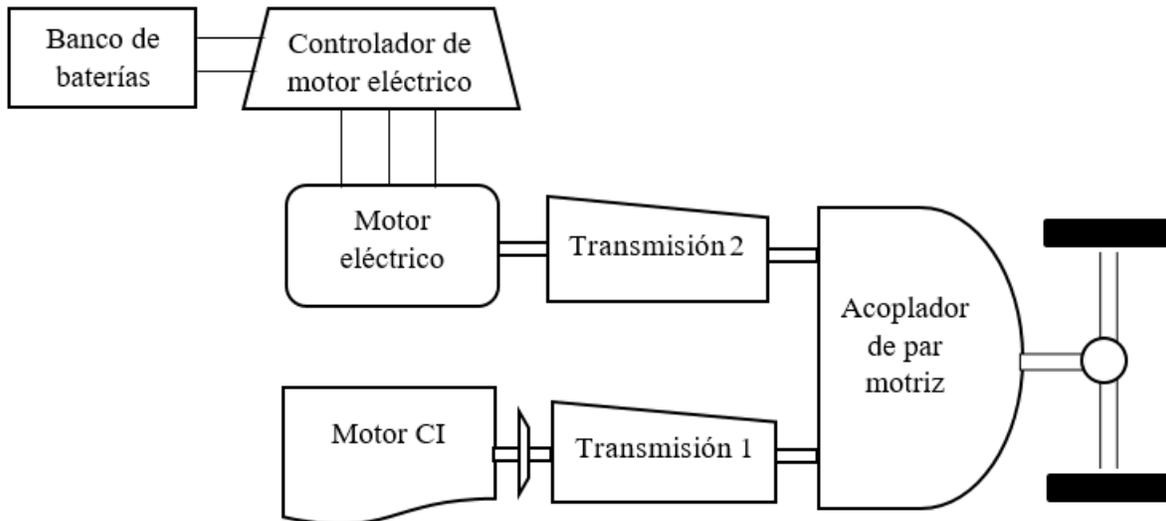


Figura 1.15. Configuración de dos ejes con dos transmisiones²²

VHE paralelo de dos ejes con una transmisión

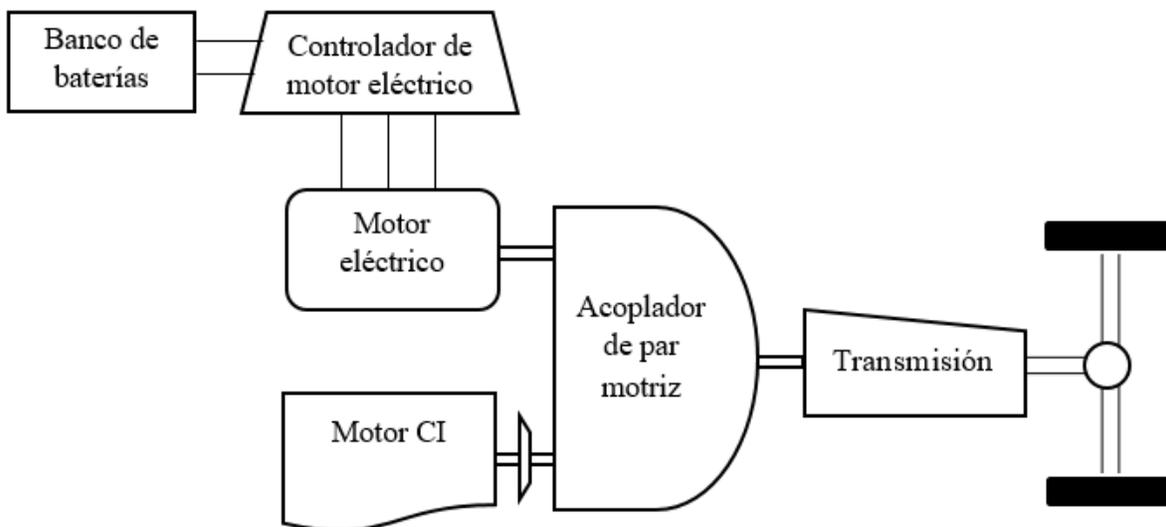


Figura 1.16. Configuración de dos ejes con una transmisión²³

²² Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Configuración de dos ejes con dos transmisiones. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

²³ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Configuración de dos ejes con una transmisión. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

La figura 1.16 muestra a otra configuración de un tren motriz de un VHE en paralelo con dos ejes en el cual la transmisión se encuentra entre el acoplador de par y el eje de transmisión y puede verse como una pre-transmisión, esta transmisión amplifica el par motriz del motor eléctrico y del motor CI con la misma escala. En el acoplador de par motriz se encuentran los engranes con radios k_1 y k_2 los cuales al diseñarlos con ayuda de la ecuación (2.2) permite que el motor CI y el motor eléctrico alcancen su máxima velocidad al mismo tiempo. Esta configuración se ve mejorada usando motores CI y eléctrico pequeños en donde se usaría una transmisión de múltiples engranes para mejorar el esfuerzo de tracción a bajas velocidades.

VHE paralelo con ejes motrices separados

Otro tren motriz de VHE en paralelo con acoplador de torque es uno en el cual los ejes de transmisión se encuentran separados (figura 1.17), es decir, hay un eje para cada fuente de potencia (motor eléctrico y motor CI). Cada tren de potencia produce su propio esfuerzo de tracción los cuales actúan simultáneamente mediante el chasis y la carretera, su forma de operación es muy similar a la de un tren motriz de dos ejes con dos transmisiones como se muestra en la figura 1.15, también el motor CI y el motor eléctrico puede tener transmisiones de un solo engrane o de múltiples engranes.

Esta configuración de ejes separados tienen algunas ventajas de un vehículo convencional ya que se mantiene la misma transmisión y el motor CI de un vehículo convencional para dos ruedas y se agrega un sistema de tracción eléctrica en el segundo eje, como un vehículo con cuatro ruedas motrices (4WD) mejorando la tracción en caminos muy resbalosos en donde dos ruedas de tracción se podrían patinar a su vez reduce el esfuerzo de tracción en un solo neumático. Pero el sistema de tracción eléctrico agregado necesitaría un diferencial el cual quitaría espacio que podría ser usado para otro pasajero o para portaequipajes. Este problema puede ser resuelto si se agrega un motor de menor tamaño directamente a cada rueda, la desventaja es que el motor CI no puede cargar las baterías cuando el vehículo se encuentra detenido.

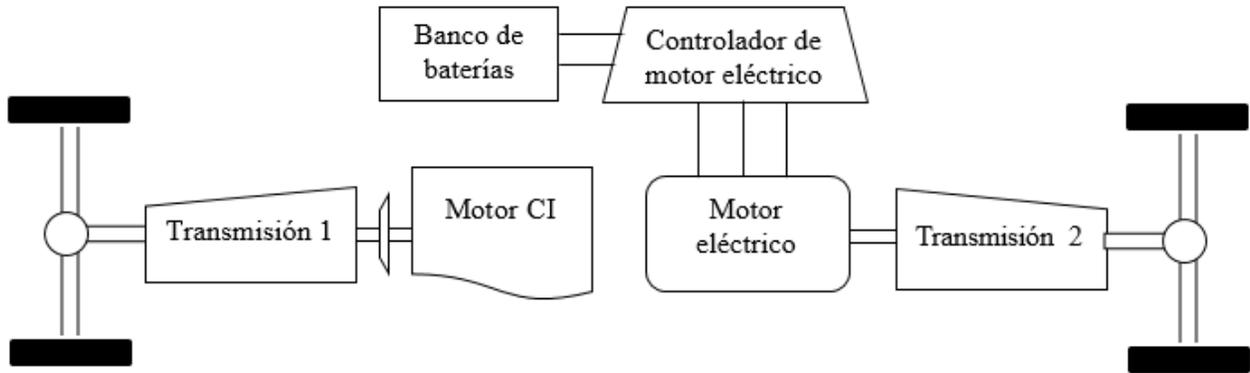


Figura 1.17. VHE paralelo con ejes motrices separados²⁴

VHE paralelo de un solo eje con motor eléctrico Pre-transmisión

Esta arquitectura es compacta y simple, en ella podemos encontrar que el rotor del motor eléctrico funciona como un acoplador de par motriz, también llamado motor eléctrico con estator flotante, el motor eléctrico se encuentra después del motor CI y antes de la transmisión, es por esto que se le nombra pre-transmisión, figura 1.18.

En esta configuración el par motriz del motor CI y del motor eléctrico se ve modificado por la transmisión, pero se requiere que la velocidad de ambos esté en el mismo rango. Esta arquitectura es generalmente utilizada para motores pequeños como en trenes de transmisión suaves en donde el motor eléctrico funciona principalmente como un motor de arranque, como generador eléctrico, asistente de potencia del motor CI, y/o como freno regenerativo.

²⁴ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). VHE paralelo con ejes de torsión separados. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

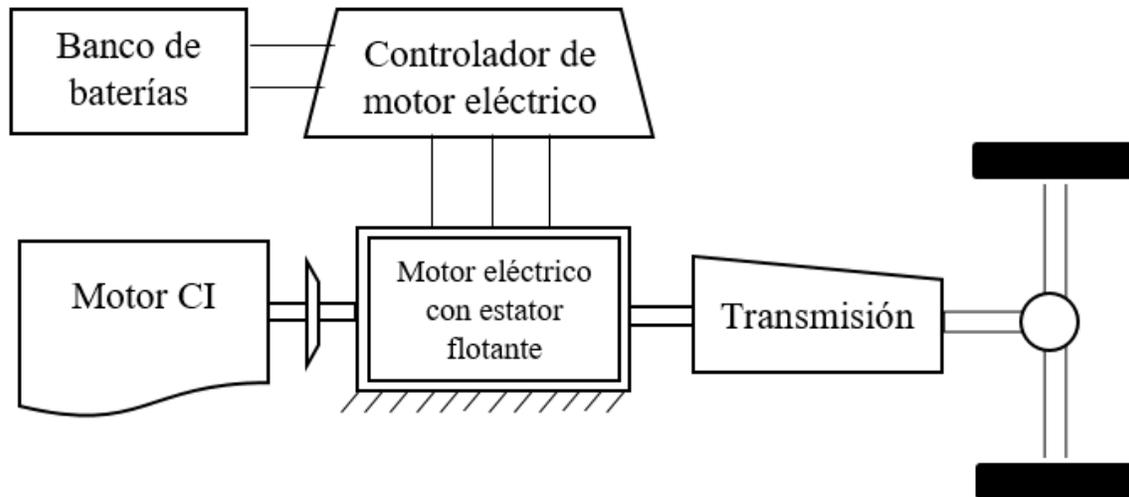


Figura 1.18. VHE paralelo de un solo eje con una Pre-transmisión²⁵

VHE paralelo de un solo eje con motor eléctrico Pos-transmisión

En esta arquitectura el transmisor se encuentra después de la transmisión y antes del sistema diferencial, por eso su nombre de pos-transmisión. En esta configuración la transmisión que se encuentra después del motor CI solo modifica el par motriz de este, mientras que el motor eléctrico o transmisor entrega directamente su par motriz al diferencial sin ninguna modificación, figura 1.19.

Esta configuración es utilizada usualmente cuando se tiene un motor eléctrico grande con una región de gran potencia constante. En este caso la transmisión es utilizada solo para cambiar algunos puntos de operación del motor CI para mejorar el desempeño del vehículo y mejorar la eficiencia de operación del motor CI.

Debe tenerse en cuenta que las baterías no pueden cargarse desde el motor CI haciendo funcionar el motor eléctrico como un generador cuando el vehículo está parado, puesto que el motor eléctrico está conectado rígidamente a las ruedas motrices.

²⁵ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). VHE paralelo de un solo eje con una Pre-transmisión. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

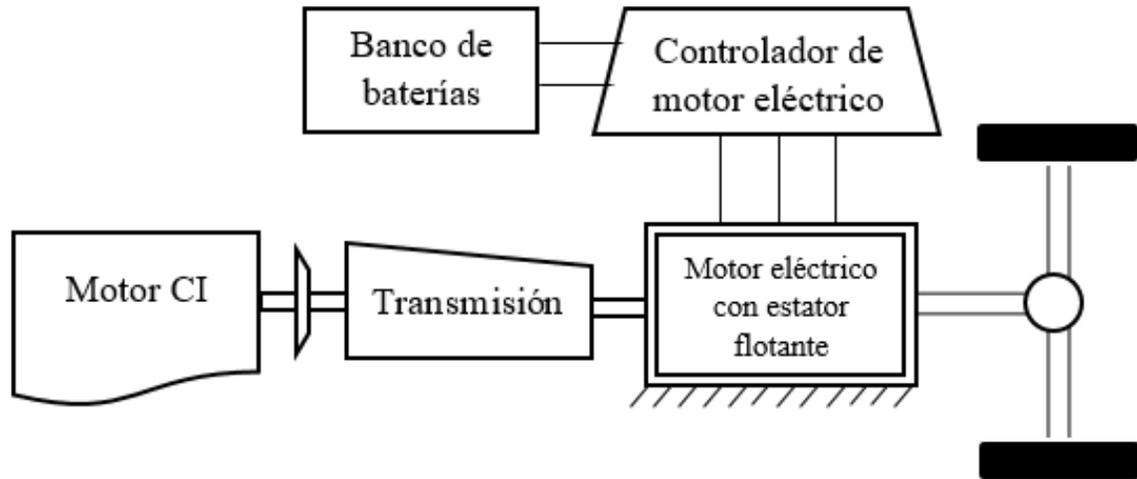


Figura 1.19. VHE paralelo de un solo eje con una Pos-transmisión²⁶

²⁶ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). VHE paralelo de un solo eje con una Pos-transmisión. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

CAPÍTULO II. SELECCIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO

En este capítulo revise los diferentes sistemas de acoplamiento para vehículos híbridos eléctricos, principalmente para vehículos híbridos eléctricos en paralelo, posteriormente realice una selección del sistema de acoplamiento con la arquitectura de un VHE en paralelo para cumplir con las especificaciones objetivo.

2.1 INTRODUCCIÓN A LOS ACOPLAMIENTOS PARA UN VHE EN PARALELO

2.1.1 Dispositivos de acoplamiento de par motriz

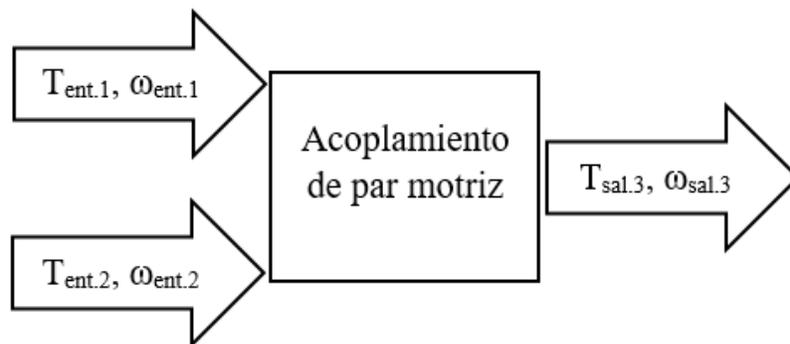


Figura 2.1. Dispositivo de acoplamiento de par²⁷

En la figura 2.1 se observa de una manera conceptual el acoplamiento de par mecánico el cual cuenta con tres puertos, es un dispositivo mecánico con dos grados de libertad. El puerto 1 es una entrada unidireccional y los puertos 2 y 3 son entrada o salida bidireccional, pero no son entrada al mismo tiempo. En este sistema la entrada se refiere al flujo de energía en el dispositivo y la salida está referida al flujo de energía fuera del dispositivo. En una aplicación para los vehículos híbridos el puerto 1 se conecta, directamente o mediante una transmisión mecánica, al motor CI. El puerto 2 se conecta al eje de un motor eléctrico directamente o mediante una transmisión mecánica. El puerto 3 se conecta a las ruedas motrices a través de una conexión mecánica.

Si se considera un estado estacionario y se ignoran las pérdidas, la energía de entrada al acoplamiento del par mecánico será igual a la energía de salida del mismo. Suponiendo que en el puerto 2 donde se conecta un motor eléctrico es el propulsor, en este caso la entrada, la energía de salida de las ruedas del vehículo es:

²⁷ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A. & Gay, S. (2010). Dispositivo de acoplamiento de torque. [Imagen]. Recuperado y Reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

$$T_3\omega_3 = T_1\omega_1 + T_2\omega_2 \quad \dots (2.1)^{28}$$

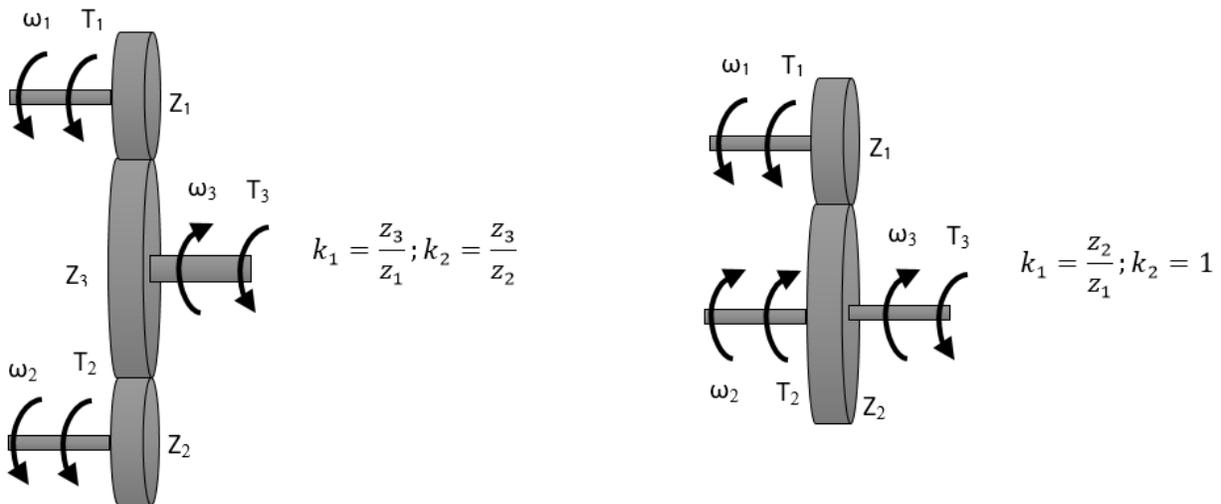
El acoplador de par se puede expresar de la siguiente manera:

$$T_3 = k_1T_1 + k_2T_2 \quad \dots (2.2)^{29}$$

Donde k_1 y k_2 son parámetros estructurales del acoplador de par, estos están descritos por los radios de los engranes, que por lo general son valores constantes cuando el diseño del dispositivo es fijo. Cuando se habla del acoplador de par T_3 es la carga del par, T_1 y T_2 están impulsando pares que son independientes uno del otro y pueden ser controlados independientemente. Aun cuando esto sucede, existen dos restricciones en la ecuación (2.1) en donde las velocidades angulares ω_1 , ω_2 y ω_3 están unidos conjuntamente por lo que no pueden ser controlados independientemente, tal como se expresa en las ecuación (2.3).

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{k_1} = \frac{\omega_2}{k_2} \quad \dots (2.3)^{30}$$

CAJA DE ENGRANES

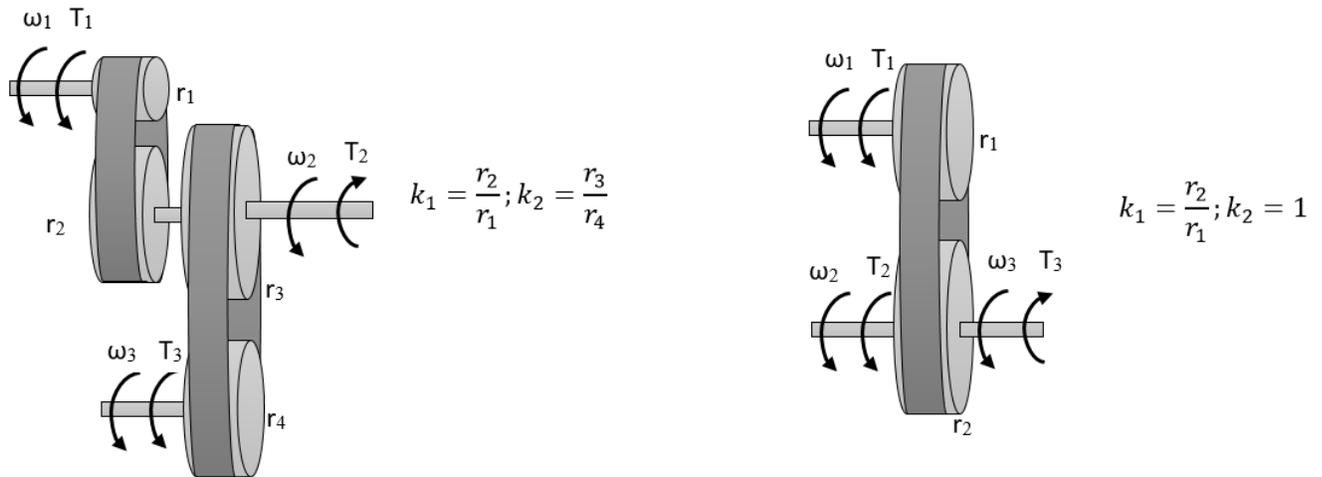


Donde: Z_1, Z_2 y Z_3 – número de dientes de los engranes

Figura 2.2. (a) Dispositivos de acoplamiento de par mecánico comúnmente utilizados

^{28, 30 y 31} Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Ecuaciones de acoplamiento de par. [Ecuación]. Recuperado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

SISTEMA DE POLEAS O CADENAS



Donde: r_1, r_2, r_3 y r_4 – radio de poleas

Figura 2.2. (b) Dispositivos de acoplamiento de par mecánico comúnmente utilizados³¹

2.1.2 Dispositivos de acoplamientos de velocidad y dispositivos adicionales al tren de potencia.

➤ Conjunto de engranes planetarios

Este conjunto consiste principalmente en un engrane de anillo exterior, un engrane llamado “satélite”, soporte planetario y un engrane central llamado “sol” (figura 2.3). En este sistema los engranes satélite se conectan mediante un soporte al engrane sol, este soporte puede rotar con respecto al engrane de anillo o con respecto al engrane sol, el conjunto generalmente funciona con un componente que normalmente se mantiene quieto mientras la potencia es transmitida a través de los otros dos componentes, pero también pueden transferir potencia los tres componentes simultáneamente.

³¹ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Dispositivos de acoplamiento de par mecánico comúnmente utilizados. [Imagen]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

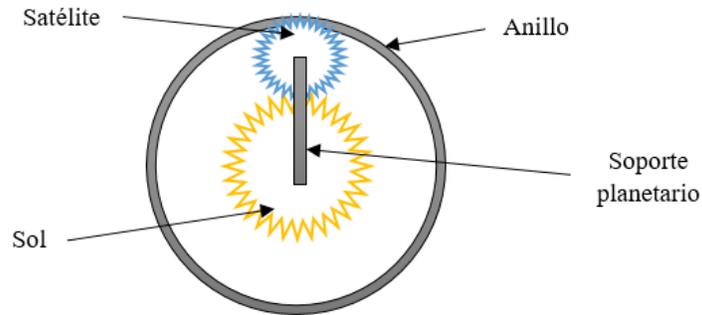


Figura 2.3. Conjunto de engranes planetarios

Las ventajas de este conjunto de engranes es que tienen una alta densidad de potencia y una reducción de engranaje grande en un volumen pequeño, además en los VHE este tipo de engranes permite muchas combinaciones cinemáticas y de ejes coaxiales de los tres componentes del tren motriz, las desventajas son que se producen cargas muy grandes en los cojinetes y es muy complejo su diseño.

➤ Embrague

Es un dispositivo mecánico que cumple la función de unir el motor CI con el sistema de transmisión, la unión se produce con un enganche suave; este dispositivo permite que la fuente de potencia, en este caso motor CI, siga encendido mientras se logra acoplar con el sistema de transmisión. En un motor eléctrico es diferente ya que este puede iniciar desde una velocidad cero y acoplarse al sistema de transmisión con su velocidad máxima sin problema con una sola velocidad de transmisión, debido a esto se puede eliminar el embrague.

Un embrague de fricción es aquel que se utiliza para unir un motor CI a la transmisión manual en donde la se transfiere la velocidad rotacional de un disco a otro, la acción de embrague puede ser producida por una acción eléctrica, neumática, o hidráulica además de algún medio mecánico; este sistema de embrague por fricción es controlado por el conductor.

Los principales componentes de una transmisión manual son la tapa, el plato o placa de presión y un disco de fricción; la tapa se atornilla al volante de inercia del motor CI y gira junto con este, el plato de presión se encuentra dentro del plato y también gira junto con el motor y el disco de fricción esta entre la tapa y el plato de presión. El disco de fricción se conecta a través de un eje estriado hacia la transmisión, entonces el funcionamiento de este sistema comienza con la potencia del motor CI que es acoplada a la transmisión con la ayuda de una serie de resortes que están unidos al plato de presión que en el momento del acoplamiento este plato oprime al disco de fricción contra el volante de inercia lo que provoca la unión de los mismos para realizar la transmisión de potencia, esto es controlado por el conductor, como ya se mencionó , mediante el pedal del embrague que es necesario oprimir para que se desacoplen los elementos.

➤ Diferencial

El mecanismo diferencial de un vehículo, figura 2.4 tienen como función principal transmitir la potencia a las ruedas traseras o delanteras, dependiendo donde se encuentre el tren motriz, y lograr que la velocidad de una de las ruedas sea independiente de la otra, esto es porque cuando el vehículo gira, ya sea en alguna curva o esquina, la velocidad de la rueda externa a la curva tiene que ser mayor que la interna ya que tiene que recorrer una mayor distancia. Para este sistema se utilizan engranes planetarios.

El diferencial se conecta y funciona de la siguiente manera: el eje de transmisión del motor CI se conecta al engrane cónico, el engrane cónico se conecta a la caja diferencial cerrada, la caja diferencial cerrada solamente se encuentra conectada a un eje de una de las ruedas, conectando el otro eje mediante el piñón diferencial, el piñón diferencial conecta a los engranes diferenciales y no gira cuando las velocidades de ambas ruedas son las mismas, pero si alguna de las dos ruedas reduce su velocidad en alguna curva el piñón diferencial comienza a rotar para producir una mayor velocidad en la otra rueda este comportamiento se puede ver representado en la figura 2.4.

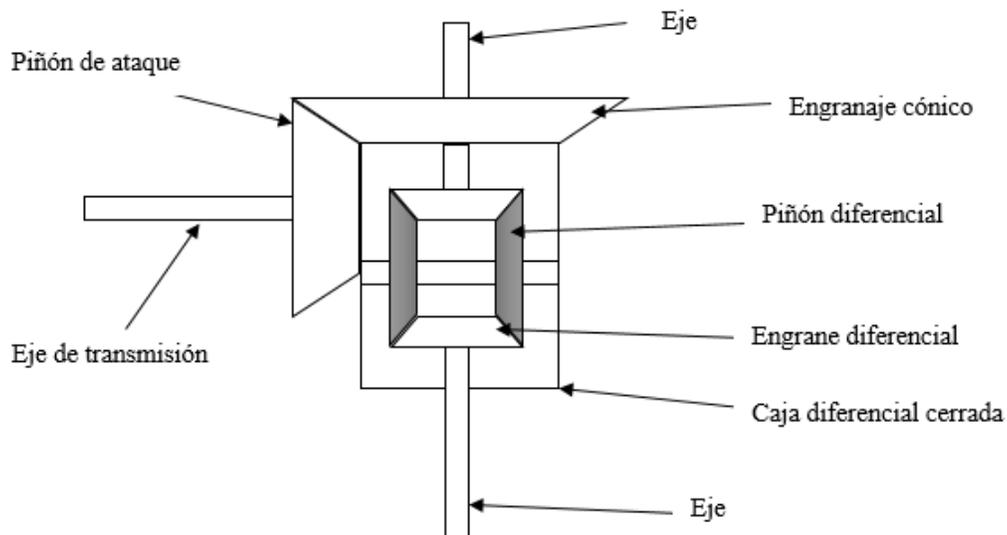


Figura 2.4. Mecanismo diferencial automotriz³²

➤ Transmisión manual

Una transmisión manual se compone de varios ejes, engranes rectos y helicoidales, sincronizadores y otros dispositivos los cuales hacen posible una transmisión de potencia del motor, ya sea de combustión interna o eléctrico, hacia el eje de transmisión de las ruedas. La transmisión de engrane-engrane se bloquea o desbloquea a través del embrague, la palanca de cambios, el sincronizador, y el mecanismo de bloqueo y desbloqueo en la transmisión. Como se puede ver en la imagen el sistema tiene un eje de entrada y uno de salida, además del eje secundario, ocho engranes, una rueda loca y dos sincronizadores. Un componente muy importante es el

³² Husain, I. (2010). Powertrain Components and Brakes: Design Fundamentals (395). EUA: CRC PRESS.

sincronizador que sirve para asegurar que el engrane de transmisión y el eje roten a la misma velocidad angular antes de transmitir potencia y después bloquea al engrane con el eje después del enganche.

➤ Transmisión automática

Esta transmisión usa un convertidor de par motriz (acoplador viscoso) y un conjunto de engranes planetarios. El convertidor de par motriz es un componente fundamental para este sistema ya que permite que el motor CI entre en un estado de ralentí sin que el conductor tenga que intervenir cuando el vehículo está parado, lo cual es eliminado el sistema de embrague que es utilizado en las transmisiones manuales. El conjunto de engranes planetarios permite tener diferentes relaciones de transmisión usando una relación única de par motriz y velocidad entre los distintos componentes del conjunto, la mayoría de los componentes de enganche dentro de este sistema como lo son los embragues que enganchan y desenganchan los diferentes engranes son accionados hidráulicamente.

➤ Convertidor de par motriz

Un convertidor de par motriz como el que se muestra en la figura 2.5, es un dispositivo de acoplamiento de fluido que permite transferir potencia desde el motor CI a la transmisión a diferentes velocidades, mientras el vehículo se encuentra detenido el motor continúa trabajando y transfiere una pequeña cantidad de par motriz a la transmisión, pero al aumentar la demanda de potencia también aumenta la velocidad del motor así como la cantidad de transferencia de par motriz.

Este dispositivo se compone de una turbina, una bomba, una carcasa y el fluido de transmisión en donde la bomba es el componente que acciona al convertidor, mientras que la turbina es el componente accionado, dicha bomba es del tipo centrífuga y esta se conecta al cigüeñal mientras que la turbina se conecta al eje de entrada de la transmisión por medio de un estriado; en el convertidor de par motriz el fluido de transmisión solo funciona como una conexión entre la bomba y la turbina es por eso que el convertidor se encuentra completamente lleno de fluido de transmisión por lo que al girar el motor el fluido se ve obligado a entrar a la bomba centrífuga y sale a través de la periferia; en la turbina entra a través de unas palas periféricas y sale por la parte de en medio entonces el fluido empuja los alabes de la turbina haciendo que esta gire igual que el motor y haciendo girar el eje de entrada de la transmisión. Cuando la demanda de potencia aumenta, es decir, la velocidad del motor aumenta, también aumenta el par motriz transmitido.

El convertidor de par motriz tiene un estator el cual impide que el fluido regrese de la turbina hacia la bomba con una velocidad alta y en dirección contraria a la del motor, este dispositivo se encuentra fijo al eje de transmisión entre la bomba y la turbina. El estator también previene fuerzas de arrastre sobre la bomba y pérdidas de potencia del motor. También existen inconvenientes cuando este sistema se encuentra operando ya que hay pérdidas por potencia debido al deslizamiento que se presenta entre el fluido y la bomba o turbina y esta disipación de potencia se presenta en forma de calor en el fluido, lo cual no sucedería en un caso ideal.

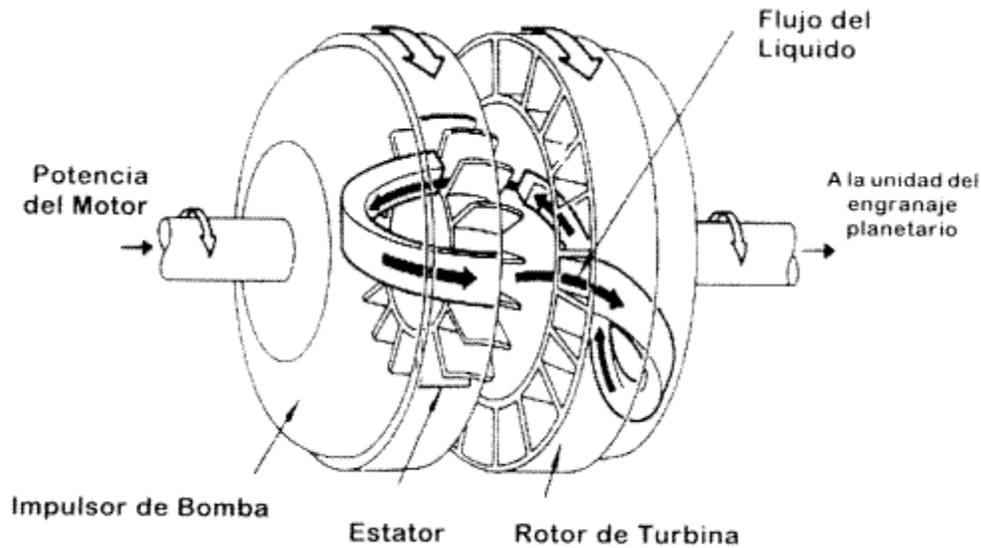


Figura 2.5. Convertidor de par motriz

➤ Transmisión variable continua (CVT)

Este sistema de transmisión tiene un mecanismo corredizo que permite tener un gran número de relaciones de transmisión desde las más altas relaciones hasta las bajas dentro de la posibilidad del sistema, dentro de los sistemas CVT más conocidos están los de polea de correa o banda y los toroidales. Estos sistemas se componen principalmente de un eje accionador el cual esta conecta al motor, un eje accionado que se conecta a la entrada de la transmisión y un mecanismo de acoplamiento el cual sirve para dar la variabilidad de las relaciones de transmisión.

El **Sistema de Polea de Correa o de Banda**, figura 2.6, se encuentra conectado un eje de entrada a una polea y el eje de salida a otra polea, dichas poleas son acopladas mediante la correa para la transmisión, también tiene un sistema de control electrónico y sensores que proveen retroalimentación al controlador el cual se encarga de maximizar la economía del combustible y la aceleración del vehículo. A este sistema CVT también se le conoce como sistema Van Doorne, el cual es más usado en sistemas de baja potencia especialmente en vehículos de tracción delantera.

Los principales componentes de este sistema son: un correa de goma o de metal de alta resistencia, una polea de accionamiento a la entrada y una polea accionada a la salida; estas poleas tienen forma cónica y la correa se monta en la parte superior de los conos, cada polea tiene dos conos los cuales pueden acercarse o alejarse entre si lo que permite cambiar el diámetro de la polea cónica y así variar la relación de transmisión. Cuando se acercan el diámetro de la polea crece y cuando se alejan el diámetro decrece. Y para ajustar las dos poleas una variación continua de la relación de transmisión es posible desde una relación de transmisión máxima a una mínima.

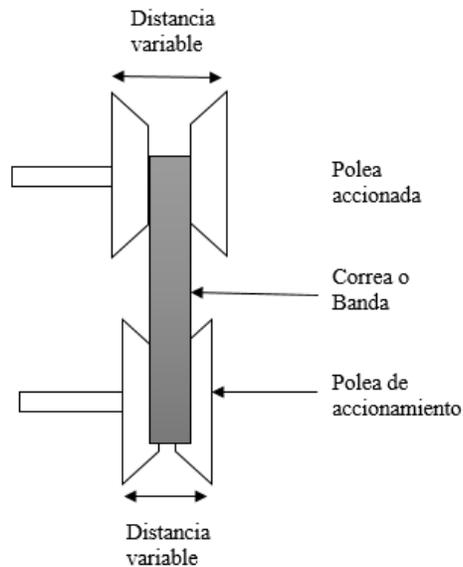


Figura 2.6. CVT con polea de correa o banda

El **Sistema Toroidal**, figura 2.7, tiene dos discos que se conectan a los ejes y los rodillos de deslizamiento sobre los discos para acoplar el eje de entrada al de salida, al igual que el sistema de correa este sistema también cuenta con una unidad de control electrónico con sus respectivos sensores. Este CVT es más utilizado para sistemas más grandes o de mayor potencia.

La transmisión toroidal cuenta con un disco en forma de cono que se conecta al motor, es decir es el disco de accionamiento y otro disco accionado que es el que se conecta a la transmisión, los rodillos que se deslizan en los discos tienen un funcionamiento muy importante el cual consiste en conectar al disco de accionamiento con el disco accionado, es algo similar al funcionamiento de la correa para el CVT de polea. Entonces la relación de transmisión de los rodillos es 1 a 1 cuando estos se encuentran rotando a la misma velocidad en medio de los dos discos, pero cuando los rodillos en el disco de accionamiento están cerca del centro, mientras que en el disco accionado está cerca del borde la relación de transmisión es mayor, y menor cuando ocurre lo opuesto.

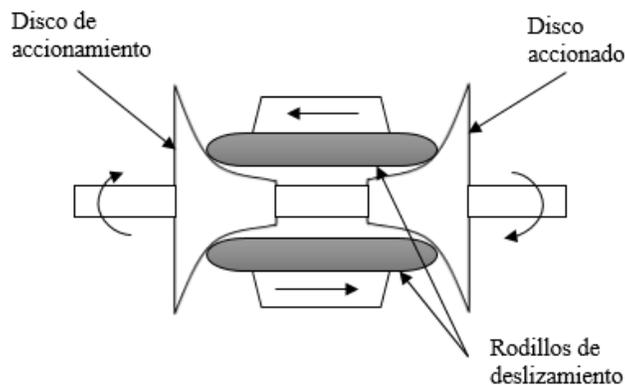


Figura 2.7. CVT toroidal

También existen las transmisiones variables continuas electrónicas, eCVT/VHE, que son usadas principalmente en vehículos híbridos eléctricos en donde se une un conjunto de engranes planetarios los cuales tienen un sistema de control electrónico para controlar la división de potencia de los dos trenes de potencia y la división de carga.

Acoplamientos para VHE con ejes de transmisión separados

Para un VHE en paralelo con un tren de potencia en ejes separados, es decir, un tren de potencia para el eje trasero y otro para el eje delantero y para los VHE en paralelo en general, se pueden utilizar distintas configuraciones las cuales fueron brevemente explicadas en este documento y como es de esperarse no todas las configuraciones son las más óptimas o convenientes para un VHE en paralelo, el diseñador puede hacer una configuración tan compleja y eficiente como él quiera es por eso que se revisaran los distintos mecanismos y dispositivos de acoplamiento para sus diferentes componentes. Es importante mencionar que algunas de las transmisiones y dispositivos de acoplamiento que se mencionaron en el punto 2.1.2 también pueden ser utilizados para este tipo de arquitecturas de híbridos eléctricos en paralelo con ejes de transmisión separados.

Como ya se mencionó esta arquitectura tiene un tren de potencia por cada eje (delantero y trasero), a continuación se mencionaran algunas configuraciones para el tren de potencia con motor eléctrico ya que como se mencionó previamente, el sistema de tracción eléctrico necesitará un diferencial el cual quitará espacio, este problema se puede resolver si se utilizan algunas de estas configuraciones:

- Motor conectado a diferencial y caja de engranes

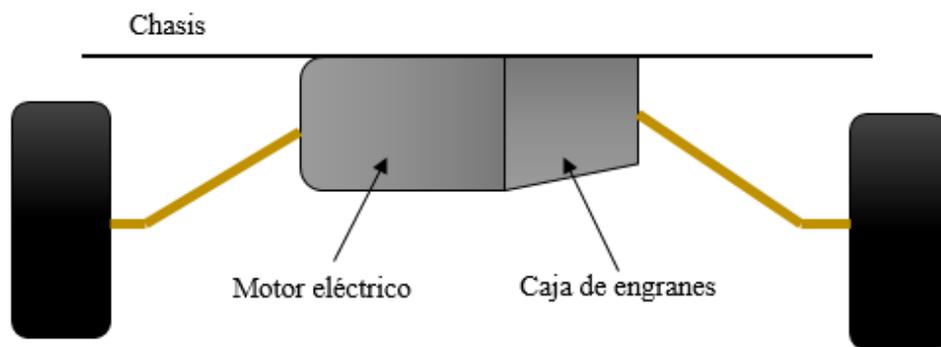


Figura 2.8. Motor suspendido con diferencial integral y caja de engranes³³

En la figura 2.8 se observa una configuración en donde el motor eléctrico está acoplado a un diferencial integral y a una caja de engranes, los componentes mencionados se encuentran sujetos al chasis del vehículo, es decir, son parte de la masa suspendida de este. Se puede observar que

³³ Westbrook, M H. (2001). Propulsion methods. En *The Electric Car: Development and future of battery, Hybrid and fuel-cell cars* (46). Reino Unido: IET.

probablemente no se obtenga mucha ventaja de esta configuración porque se sigue teniendo un diferencial y una caja de engranes acoplados al motor lo cual sigue quitando espacio y agregando peso al vehículo.

➤ Motor eléctrico suspendido por cada rueda

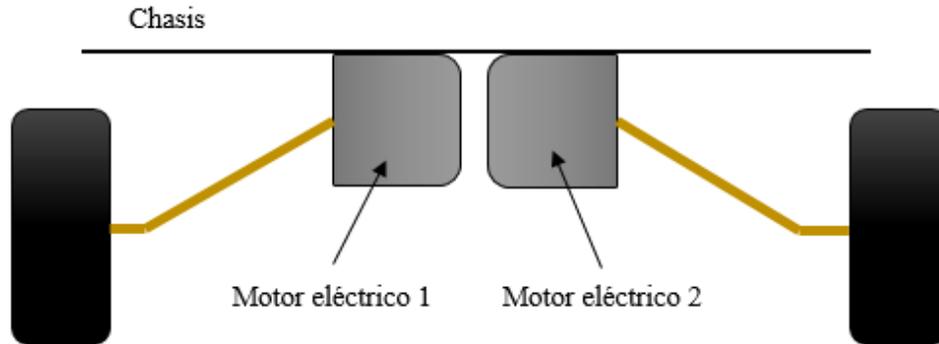


Figura 2.9. Motor 1 y 2 suspendidos³⁴

En la figura 2.9 se muestran dos motores eléctricos los cuales dan tracción a una rueda cada uno, dichos motores forman parte de la masa suspendida; cómo podemos darnos cuenta no hay necesidad de acoplarlos a un diferencial o a una caja de engranes ya que se tendrá un dispositivo que controle la velocidad y par de torsión de cada uno de los motores disminuyendo así el peso del vehículo, aprovechando mejor el espacio destinado para los componentes y reduciendo pérdidas por fricción debido a un acoplamiento mecánico ya sea una caja de engranes o un diferencial.

En esta configuración los dos motores en conjunto actúan como un diferencial ya que cada rueda tiene su propia velocidad y par motriz, lo cual es esencial en la conducción sobre un camino curvo en donde el radio de giro de la rueda interior a la curva es menor que el exterior y por lo tanto la rueda exterior tendrá que girar con una mayor velocidad que la interior ayudando a que el vehículo no se derrape y se mantenga estable, figura 2.10. Lo mismo sucede en las configuraciones de las figuras 2.11 y 2.12.

³⁴ Westbrook, M H. (2001). Propulsion methods. En *The Electric Car: Development and future of battery, Hybrid and fuel-cell cars* (46). Reino Unido: IET.

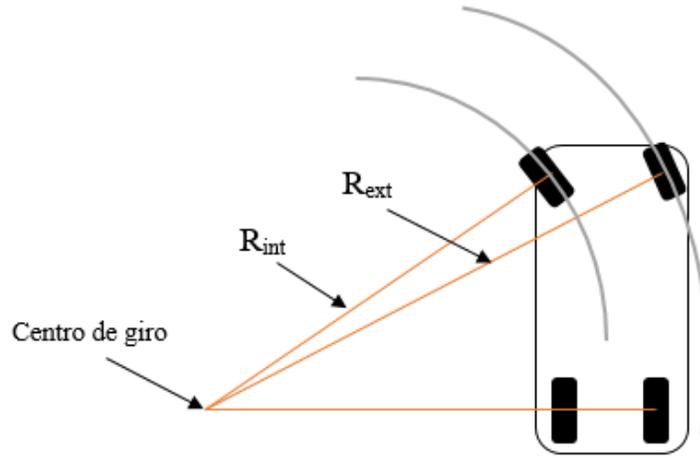


Figura 2.10. Radios de giro de ruedas direccionales

➤ Motores suspendidos parcialmente

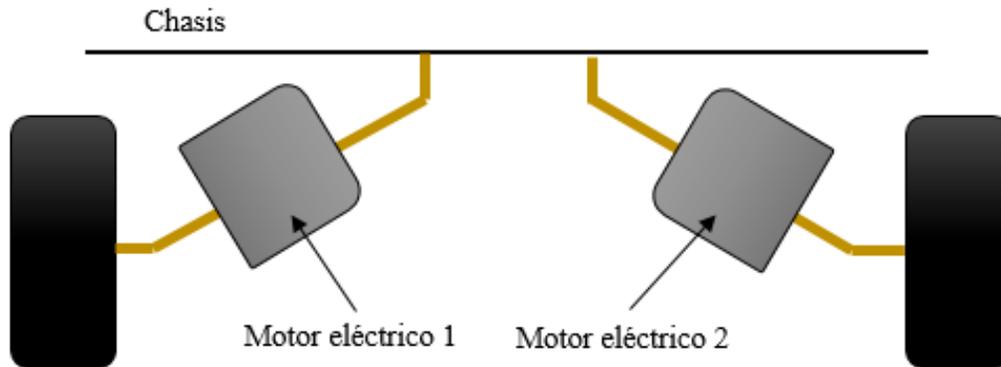


Figura 2.11. Motores suspendidos parcialmente³⁵

En la figura 2.11 los dos motores eléctricos se encuentran unidos al sistema de suspensión o simplemente funcionan como un sistema de suspensión que puede ser una horquilla y se mueven junto con dicho sistema dependiendo del viaje de suspensión del vehículo, la ventaja es la misma que en la configuración anterior solo que se presentan algunos inconvenientes como el tamaño de los motores que en un momento del recorrido de la suspensión estos podrían sufrir daños, entonces se deben elegir motores más pequeños o en su defecto aumentar la distancia del chasis al suelo para brindar mayor libertad de movimiento de los motores.

➤ Motor no suspendido en cada rueda

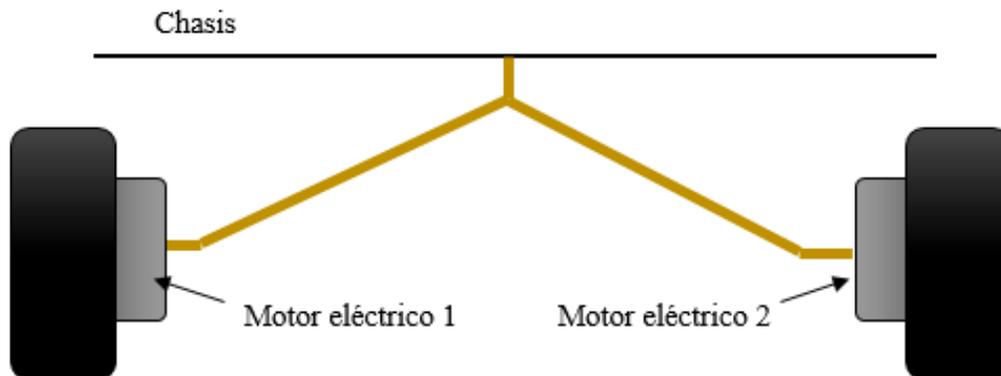


Figura 2.12. Motores no suspendidos en las ruedas³⁶

En la figura 2.12 se muestra una configuración en donde los motores eléctricos están acoplados directamente con las ruedas, entonces ya pasan a formar parte de la masa no suspendida, la ventaja es que la transmisión hacia las ruedas es directa y al igual que en las configuraciones de la figura

³⁵ y ³⁶ Westbrook, M H. (2001). Propulsion methods. En *The Electric Car: Development and future of battery, Hybrid and fuel-cell cars* (46). Reino Unido: IET.

2.9 y 2.11 las velocidades y pares motrices de los motores son controlados de una manera independiente asegurando que las ruedas puedan tener una velocidad distinta una de la otra cuando sea necesario, el único inconveniente sería el aumento del peso de las ruedas junto con los motores eléctricos.

➤ Motor eléctrico con estator flotante

Acoplador de velocidad que se compone de un motor eléctrico con un estator flotante. El estator generalmente se encuentra fijo en una estructura estacionaria de un motor tradicional, dicho estator flotante es liberado para formar una máquina de doble rotor, los cuales son llamados rotor interno y externo como se muestra en la figura 2.13.

En este tipo de acoplador el rotor interno, externo y el eje central son los tres puertos de acoplamiento. La energía eléctrica es convertida en energía mecánica a través del eje central, es importante mencionar que la velocidad del motor eléctrico es la velocidad relativa del rotor interno con respecto del externo ya que debido al efecto de acción y reacción los pares de ambos rotores son siempre los mismos.

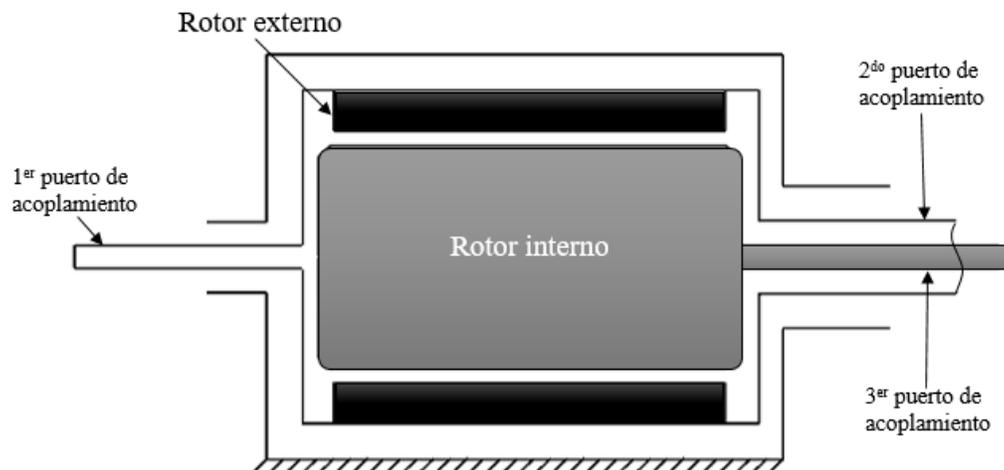


Figura 2.13. Motor eléctrico con estator flotante

2.2 ESPECIFICACIONES

2.2.1 Especificaciones objetivo

Tabla 2.1. Especificaciones objetivo del motor CI original de vehículo

Especificaciones objetivo				
	Métrica	Importancia	Valor ideal	Unidades
1	Distancia entre ejes (WB)	2	2500	mm
2	Entrevía delantera (Track delantero)	4	1350	mm
3	Entrevía trasera (Track trasero)	4	1360	mm
4	Peso vehicular aproximado	3	1115	kg
5	Peso bruto vehicular aproximado	5	1745	kg
6	capacidad de carga	3	630	kg
7	Carga en eje delantero (cargado)	3	629	kg
8	carga en eje trasero (cargado)	3	1116	kg
9	Potencia híbrida mínima @5600 - 6000 rpm	5	87	hp
10	Par híbrido mínimo @4000 - 4600 rpm	5	88.5	lb-pie
11	Velocidad máxima	4	130	km/hr
12	Capacidad del tanque de combustible	2	35	litros

En la tabla 2.1 se muestran las especificaciones objetivo del VHE, dichas especificaciones son las que se pretenden obtener al finalizar el sistema de acoplamiento entre el motor eléctrico y el motor CI para poder cumplir con los requerimientos de un VHE paralelo. Estas especificaciones objetivo se obtuvieron partiendo de un vehículo existente que es una minivan GF60 de FAW Trucks [ref. 18].

2.3 GENERACIÓN DE CONCEPTO

2.3.1 Descomposición del problema

En este punto el problema a resolver se descompone como se muestra en la figura 2.14 en donde se observa el diagrama funcional que tiene una “caja negra” la cual no sabemos que funciones tenga dentro pero si conocemos las entradas y salidas del sistema, como se puede ver las flechas continuas representan una conversión de energía, en este caso de energía eléctrica a mecánica en el caso del motor eléctrico y de energía térmica a mecánica en el caso de motor CI; las flechas discontinuas representan el flujo de energía o las señales a través del sistema, tren motriz.

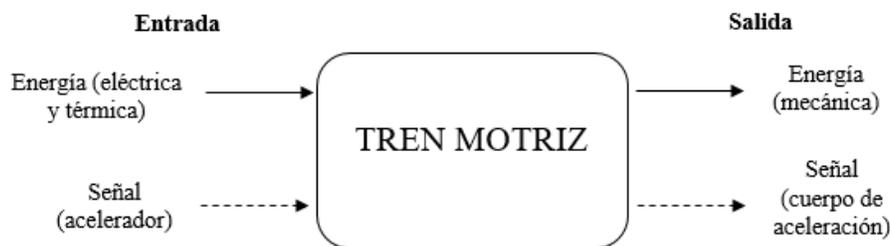


Figura 2.14. Diagrama funcional

Posteriormente se descompone la caja negra en subfunciones como se aprecia en la figura 2.15, lo que permite visualizar de una manera mas clara y definida en que subfunciones se descompone el sistema entero para poder centrarse en cada uno de ellos. En este caso, para este capítulo la subfunción de interés es el acoplamiento y distribución de los componentes del tren motriz.

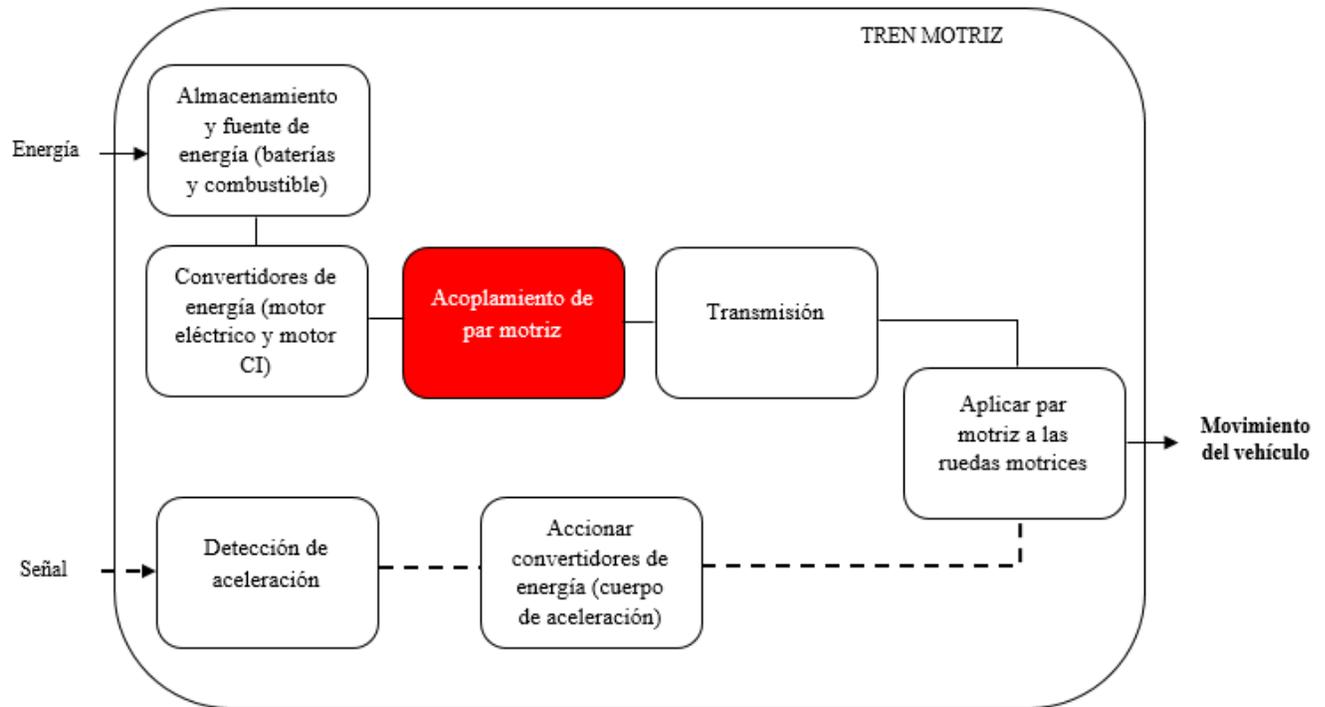


Figura 2.15. Diagrama funcional descompuesto

2.3.2 Diagrama de árbol

Para poder determinar la configuración de los dos trenes de potencia para el VHE en paralelo se usó un diagrama de árbol, imagen, en donde se consideran de manera muy general las diferentes combinaciones de las configuraciones que se revisaron en el capítulo 1, y los acoplamientos y transmisiones vistos en este capítulo.

Como se puede ver en el diagrama de árbol, figura 2.16, las configuraciones de dos ejes con dos transmisiones, dos ejes con una transmisión, un eje con pre-transmisión y un eje con pos-transmisión se pueden combinar solamente con las transmisiones que están dentro de los rectángulos negros; pero la configuración de ejes separados se puede combinar con los sistemas que se encuentra señalados y con las transmisiones mencionadas en los rectángulos negros. Finalmente estos trenes de potencia pueden ser acoplados por un sistema de caja de engranes o un sistema de poleas con banda, excepto la configuración de ejes separados en donde no hay necesidad de acoplar los dos trenes de potencia ya que cada uno da tracción a las ruedas delanteras y traseras respectivamente por separado.

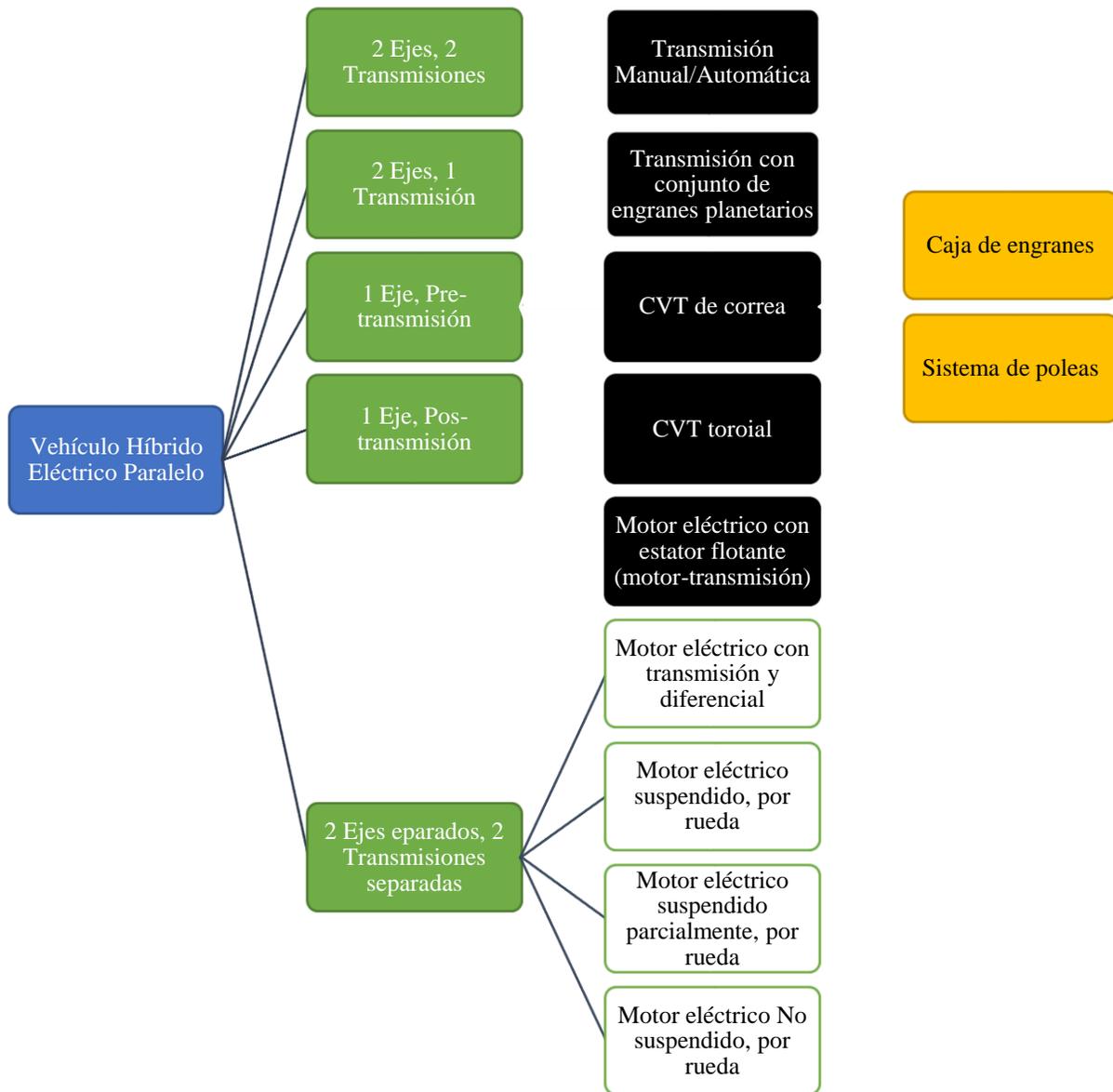


Figura 2.16. Diagrama de árbol

2.4 SELECCIÓN DE CONCEPTO

2.4.1 Tabla morfológica

En la tabla 2.2 se muestran todas las configuraciones lógicas entre los diferentes componentes del tren motriz para el VHE paralelo.

Configuración número 1 a la 7: se tiene una configuración de dos ejes con dos transmisiones en donde estas dos transmisiones que están ubicadas después del motor CI y del motor eléctrico respectivamente se acoplan con un sistema de poleas o catarinas o por una caja de engranes para obtener una sola salida de par y velocidad hacia el diferencial.

Configuración número 8 a la 11: se muestra la configuración de dos ejes con una transmisión en donde el motor CI y el motor eléctrico se acoplan directamente y después se conectan a una transmisión hacia el diferencial y finalmente a las ruedas motrices.

Configuración número 12 a la 15: se observa la configuración de un solo eje con una pre-transmisión, es decir que el motor eléctrico con estator flotante se encuentra antes de la transmisión como ya se explicó en el capítulo 1, posteriormente se conecta a una transmisión y como se puede notar no existe un acoplamiento de par ya que el acoplamiento se encuentra en el mismo motor eléctrico con estator flotante.

Configuración número 16 a la 19: se observa la configuración de un solo eje con una post-transmisión, lo cual indica que el motor eléctrico con estator flotante, que sirve como acoplamiento de los dos trenes de potencia, esta después de la transmisión. No hay necesidad de otro acoplamiento de par.

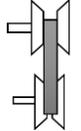
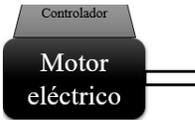
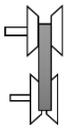
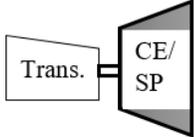
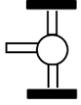
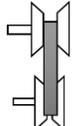
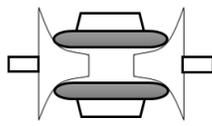
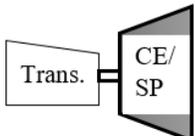
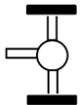
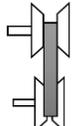
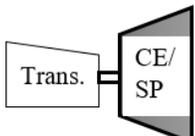
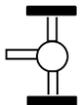
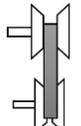
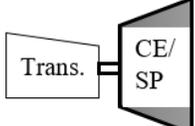
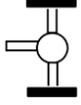
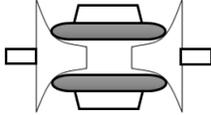
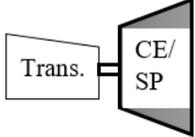
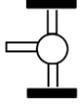
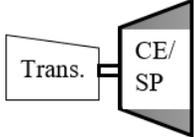
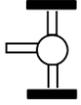
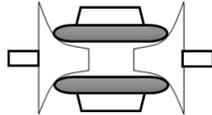
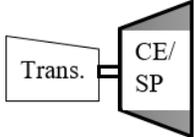
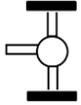
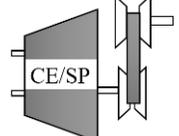
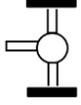
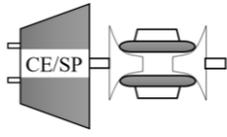
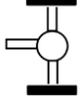
Configuración número 20 a la 26: se muestra una configuración de ejes separados en donde se tiene un motor CI y un motor eléctrico en los ejes delantero trasero respectivamente o viceversa con sus respectivas transmisiones y diferenciales, por lo tanto no existirá acoplamiento de par entre los dos trenes de potencia.

Configuración número 27 a la 30: se puede ver una configuración en donde tenemos un motor CI en cualquiera de los dos ejes motrices y en la parte contraria hay dos motores eléctricos fijos en el chasis por rueda lo que permite descartar un sistema diferencial.

Configuración número 31 a la 34: hay una configuración muy similar a la anterior, pero se diferencian por tener los dos motores eléctricos parcialmente suspendidos, es decir, en la misma suspensión o son parte de la misma y de igual forma se elimina un sistema diferencial donde se encuentran los motores eléctricos.

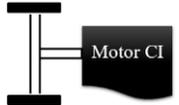
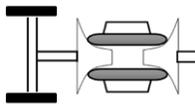
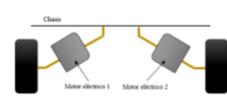
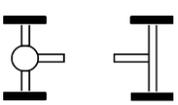
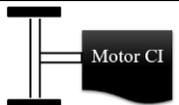
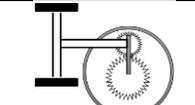
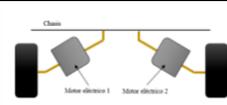
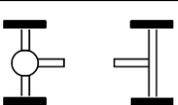
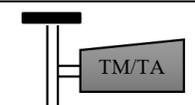
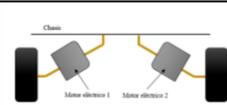
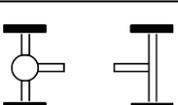
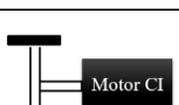
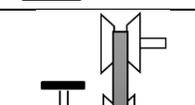
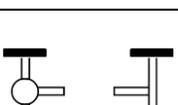
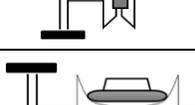
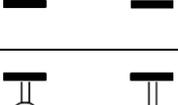
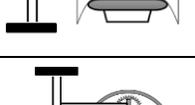
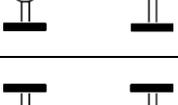
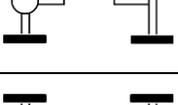
Configuración número 35 a la 38: se puede ver una configuración similar a las anteriores, pero con la diferencia de que los motores eléctricos están directamente conectados a las ruedas motrices y forman parte de la masa no suspendida.

Tabla 2.2. Tabla morfológica

#	Motor CI (1)	Acoplamiento de velocidad 1	Motor Eléctrico (2)	Acoplamiento de velocidad 2	Acoplamiento de par motriz 3	Diferencial
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8		X		X		
9		X		X		

10		X		X		
11		X		X		
12		X			X	
13		X			X	
14		X			X	
15		X		TM/TA	X	
16				X	X	
17				X	X	
18				X	X	
19		TM/TA		X	X	
20					X	

21					X		
22					X		
23					X		
24					X		
25					X		
26					X		
27				X	X		
28				X	X		
29				X	X		
30				X	X		
31				X	X		

32				X	X	
33				X	X	
34				X	X	
35				X	X	
36				X	X	
37				X	X	
38				X	X	

2.4.2 Matriz de decisiones

Para la selección del sistema de acoplamiento se revisó la literatura para poder tener una idea más clara de los sistemas que más convengan para el VHE. En la tabla 2.3 se muestra un análisis de decisiones para diferentes alternativas de acoplamientos, en donde se tienen criterios de selección y el autor asignó una puntuación del 1 al 10 donde 10 es la puntuación más alta, se puede ver que los puntajes más altos son para los “engranes con acoplamientos flexibles” y “bandas” lo que permite realizar una mejor selección del sistema de acoplamiento y transmisión para esta tesis.

Tabla 2.3. Análisis de decisiones³⁷

Criterios	Alternativas de acoplamientos			
	Bandas	Cadenas	Engranajes con acoplamientos flexibles	Engranajes con reductor con bandas en la entrada
Seguridad	6	6	9	7
Costo	9	8	7	6
Tamaño	5	6	9	6
Confiabilidad	7	6	10	7
Mantenimiento	6	5	9	6
Uniformidad	8	6	9	8
Total	41	37	53	40

También se sabe que una transmisión CVT es capaz de trabajar con un 95% de eficiencia aproximadamente lo que supera a la eficiencia de una transmisión mecánica manual, al igual que una transmisión automática que puede llegar a tener una eficiencia de 60 a 85% de acuerdo al procedimiento de prueba federal de un ciclo de manejo realizado en los Estados Unidos (FTP 75 urban drive cycle).³⁸

En la tabla 2.4 (a) y 2.4 (b) se muestra la matriz de decisiones en la que se tomaron algunos criterios para poder realizar la mejor selección tomando en cuenta cada uno de estos criterios con sus correspondientes ponderaciones, dichas ponderaciones o porcentajes se asignaron con el fin de lograr obtener la mejor configuración de las combinaciones que aparecen en la tabla 2.2.

Como podemos observar las configuraciones más destacadas se resaltan en color dorado tomando como referencia que el porcentaje mínimo para ser aceptable es del 75%, obteniendo así solo 14 configuraciones destacadas.

Nota: la escala que se utilizó en esta selección es del 1 al 5 siendo 5 el 100% de la ponderación correspondiente a cada criterio.

³⁷ Mott, R L. (2006). Terminación de diseño de una transmisión de potencia. *En Diseño de elementos de máquinas* (630). México: Pearson, Prentice Hall.

³⁸ Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). Configuración típica de un VHE en paralelo. [Figura]. Recuperado y reeditado de *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*.

Tabla 2.4 (a). Matriz de decisiones

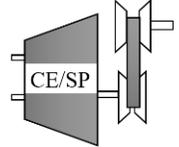
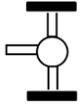
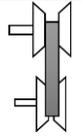
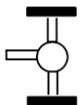
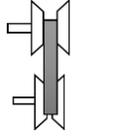
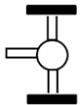
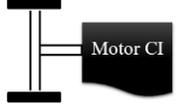
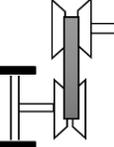
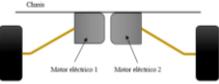
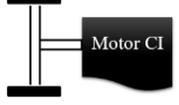
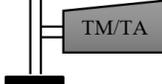
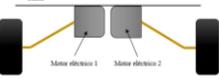
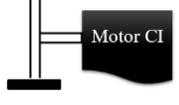
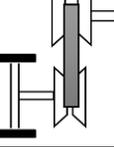
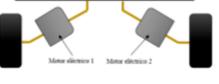
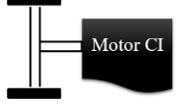
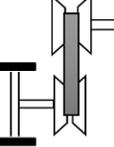
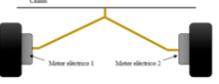
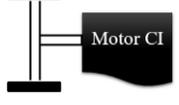
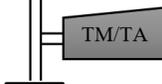
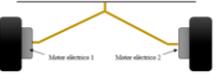
CRITERIOS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN (%)	CONFIGURACIONES																		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Facilidad de ensamblaje	20	3	3	2	4	2	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
Mantenimiento	17	3	2	3	3	2	3	3	4	4	3	4	3	3	2	4	3	3	2	4
Peso	21	4	3	2	3	3	2	3	4	4	2	3	4	4	3	3	4	4	3	3
Dimensiones	22	4	4	3	4	3	3	4	3	3	3	3	4	4	3	3	4	4	3	3
Eficiencia (Pérdidas de energía por fricción)	20	3	3	2	3	2	2	3	4	4	3	3	5	5	3	4	5	5	3	4
Porcentaje de evaluación	100	69	61	48	68	49	52	68	76	76	60	67	81	81	61	71	81	81	61	71

Tabla 2.4 (b). Matriz de decisiones

CRITERIOS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN (%)	CONFIGURACIONES																		
		20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
Facilidad de ensamblaje	20	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	4	4	4	4	5	5	5	5
Mantenimiento	17	3	3	3	4	3	3	4	4	4	3	5	4	4	3	5	5	5	4	5
Peso	21	3	3	2	2	2	2	2	4	4	3	3	4	4	3	3	4	4	3	3
Dimensiones	22	3	3	3	3	2	2	3	4	4	3	3	4	4	3	3	4	4	3	3
Eficiencia (Pérdidas de energía por fricción)	20	4	4	3	3	3	2	3	4	4	3	3	4	4	3	3	4	4	3	3
Porcentaje de evaluación	100	72	72	64	67	59	55	67	84	84	68	75	80	80	64	71	87	87	71	75

Como se aprecia en la tabla 2.4 (a) y 2.4 (b) las configuraciones 8, 9, 12, 13, 16, 17, 27, 28, 30, 31, 32, 35, 36 y 38 son las más destacadas. Para llegar a una configuración concreta se considera que la número 8 y 9 son la misma configuración ya que tienen la misma arquitectura, es decir 2 ejes una sola transmisión, lo único que varía es que se usa un CVT de patea de correa o banda y un CVT toroidal y como se puede observar su porcentaje de evaluación es el mismo, así mismo se considera que 12 y 13, 16 y 17, 27 y 28, 31 y 32, y 35 y 37 son la misma configuración; quedando así solamente las configuraciones de la tabla 2.5:

Tabla 2.5. Configuraciones más destacadas

#	Motor CI (1)	Acoplamiento de velocidad 1	Motor Eléctrico (2)	Acoplamiento de velocidad 2	Acoplamiento de par motriz 3	Diferencial
8		X		X		
12		X			X	
16				X	X	
27				X	X	 
30				X	X	 
31				X	X	 
35				X	X	 
38				X	X	 

Se proponen las configuraciones 8, 11 y 30 (Tabla 2.6).

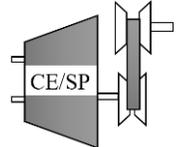
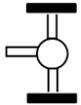
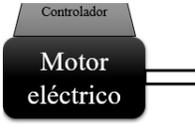
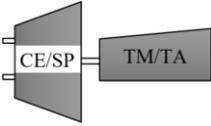
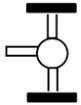
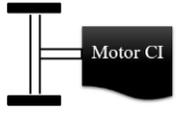
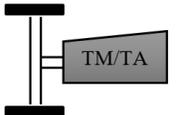
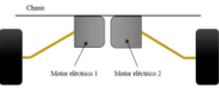
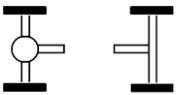
La configuración **número 8** tiene solamente una transmisión CVT y un acoplador de par motriz lo cual facilita el diseño del tren motriz, además se propone que sea de tracción trasera ya que puede ser una ventaja la existencia de un sistema diferencial relativamente grande ya que el vehículo FAW, para el cual se implementará esta configuración, es de carga. Una gran ventaja de

esta configuración es el sistema CVT que debido a que no hay grandes cantidades de pérdidas por fricción ayuda al ahorro de combustible y su manejo es cómodo.

La configuración **número 11**, a pesar de que en la matriz de decisiones no alcanza un porcentaje de evaluación mayor al 75%, la considere ya que su diseño es más simple, se utilizaría la transmisión manual original y además puede ser más eficiente para el vehículo de carga para el cual se utilizará este tren motriz.

La configuración **número 30** es de ejes separados en el cual se propone que el motor CI proporcione la tracción trasera y los motores eléctricos proporcionen la tracción delantera teniendo así un VHE paralelo 4x4, las ventajas de esta configuración son que se usara la transmisión de fábrica de vehículo que es una transmisión manual y no existe la necesidad de acoplar los dos trenes de potencia ya que estos son independientes, se ahorra espacio y se reduce el peso del vehículo.

Tabla 2.6. Configuraciones propuestas

#	Motor CI (1)	Acoplamiento de velocidad 1	Motor Eléctrico (2)	Acoplamiento de velocidad 2	Acoplamiento de par motriz 3	Diferencial
8		X		X		
11		X		X		
30				X	X	

CAPÍTULO III. DISEÑO DEL TREN DE POTENCIA

En este capítulo se muestra el caso de estudio del motor CI para el VHE, un resumen de los resultados de los cálculos, mostrados en el anexo A1 de esta tesis, que se realizaron para el acoplamiento de par con el objetivo de que las especificaciones finales del VHE en paralelo sean lo más parecidas a las especificaciones objetivo, definidas en el capítulo II.

Se muestran los diseños asistidos por computadora (CAD) del acoplamiento de par motriz, así como sus planos correspondientes, y los gráficos de los ciclos de manejo en la Ciudad de México.

3.1 Caso de estudio

Se realizó un caso de estudio de un motor DONGAN de 1.05 litros el cual se analizó para implementar alguna de las configuraciones propuestas en este capítulo, las cuales son las configuraciones 8, 11 y 30 de la tabla 2.6. Las especificaciones de dicho motor con su transmisión se mencionan en la tabla 2.7.

Tabla 2.7. Especificaciones de motor y transmisión³⁹

Motor DONGAN	
Radio de compresión	09:01
Desplazamiento	1051cc
Potencia nominal	38.5/34 kW
Par máximo	83/76 N*m (3000 - 3500 rpm)
Consumo mínimo de combustible	275/300g/kW*h
Velocidad nominal	5200 rpm
Ralentí	850 ± 50 rpm
Sentido de rotación	Sentido anti horario (visto desde la parte trasera)
secuencia de ignición	1-3-4-2
Embrague	
Modelo	Resorte de una sola hoja, resorte de diafragma
Dimensión global (carcasa de embrague)	217 x 63 mm

³⁹ <http://www.metrogolfcars.com/pdf/xVantageEngineServiceManual.pdf>

Peso	2.8 kg
Transmisión	
Relación de transmisión	Engrane 1 : 3.652
	Engrane 2 : 1.948
	Engrane 3 : 1.424
	Engrane 4 : 1
	Engrane 5 : 0.795
	Engrane de reversa : 3.466
Dimensión global (carcasa de embrague)	Largo : 535.5 mm
	Ancho : 390.4 mm
	Alto : 276.3 mm
Peso	28 kg

Se tomaron medidas del motor junto con la transmisión para poder realizar el acomodo conveniente de todos los componentes de VHE, ya que al tren de potencia original (figura 2.17), con un motor CI, se le agregará un segundo tren de potencia, con un motor eléctrico, para así llegar a una arquitectura híbrida en paralelo.

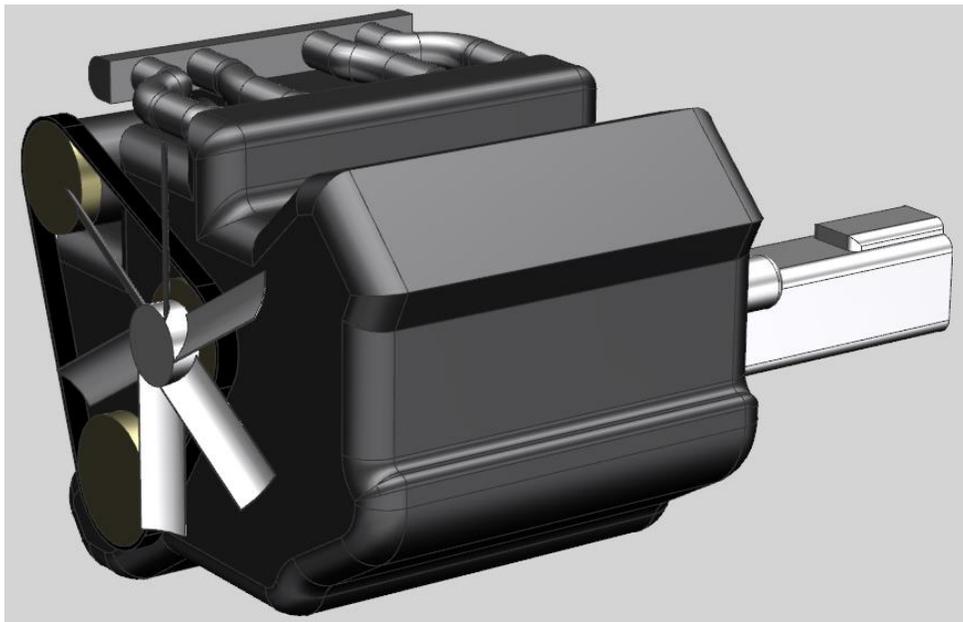


Figura 2.17. Tren de potencia original

CONFIGURACIÓN NÚMERO 8

En esta configuración se observa el sistema de acoplamiento del motor CI y el motor eléctrico, donde se propone que el motor eléctrico se encuentre a un costado de la transmisión CVT, la flecha de salida de la transmisión CVT se conecta a la flecha cardán, la flecha cardán se conecta al diferencial y el diferencial a los ejes de las ruedas traseras, figura 2.18 (a) y 2.18 (b).

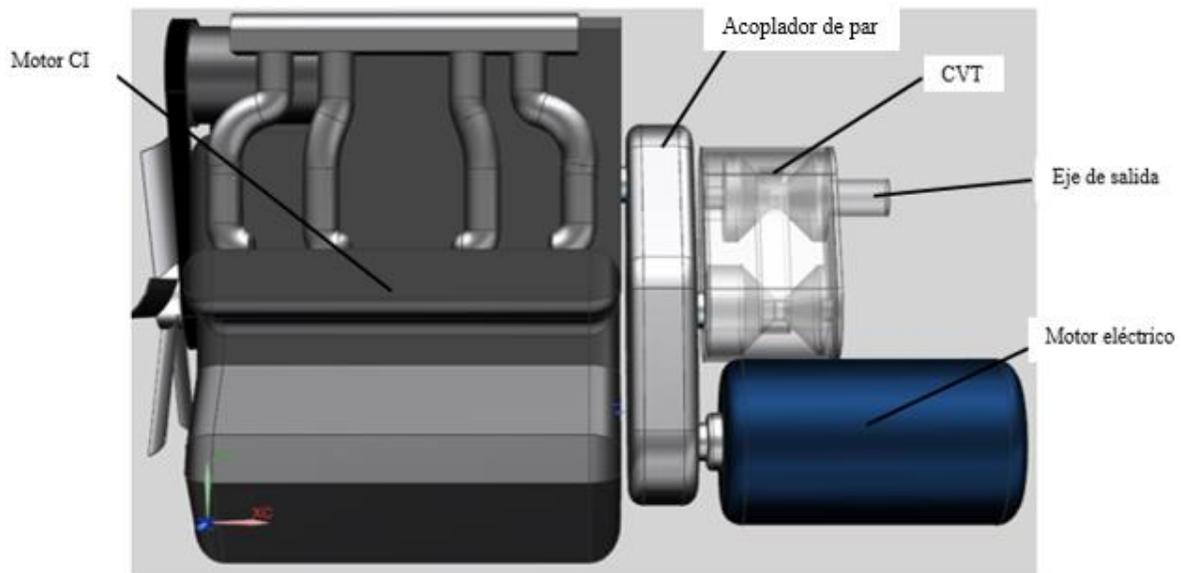


Figura 2.18 (a). Configuración número 8 en 3D

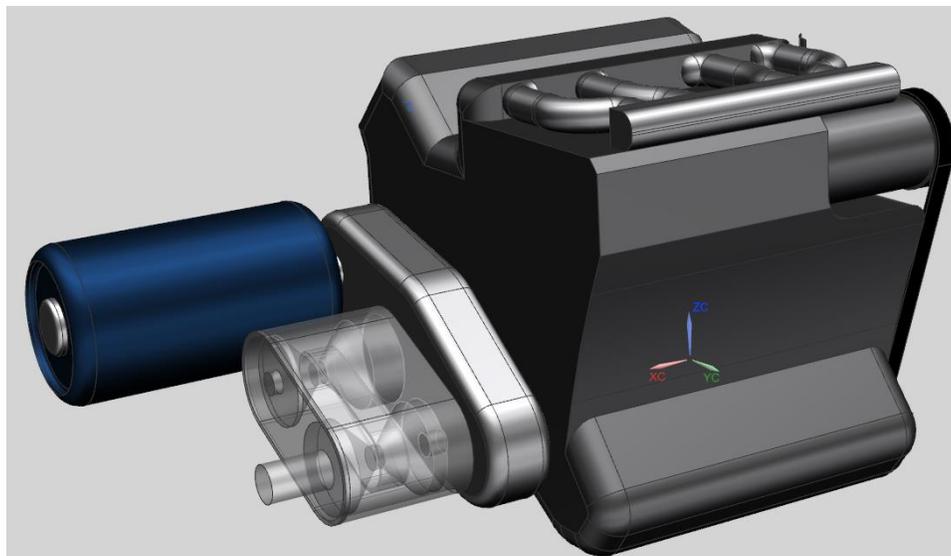


Figura 2.18 (b). Configuración número 8 en 3D

CONFIGURACIÓN NÚMERO 11

En esta configuración se utiliza la transmisión manual original donde se puede observar que, como propuesta, la posición del motor eléctrico se encuentra a un costado del motor CI los cuales son conectados al acoplamiento de par, el acoplamiento se conecta a la transmisión, la transmisión a la flecha cardán, la flecha cardán al diferencial y el diferencial a los ejes de las ruedas traseras, figura 2.19 (a) y 2.19 (b).

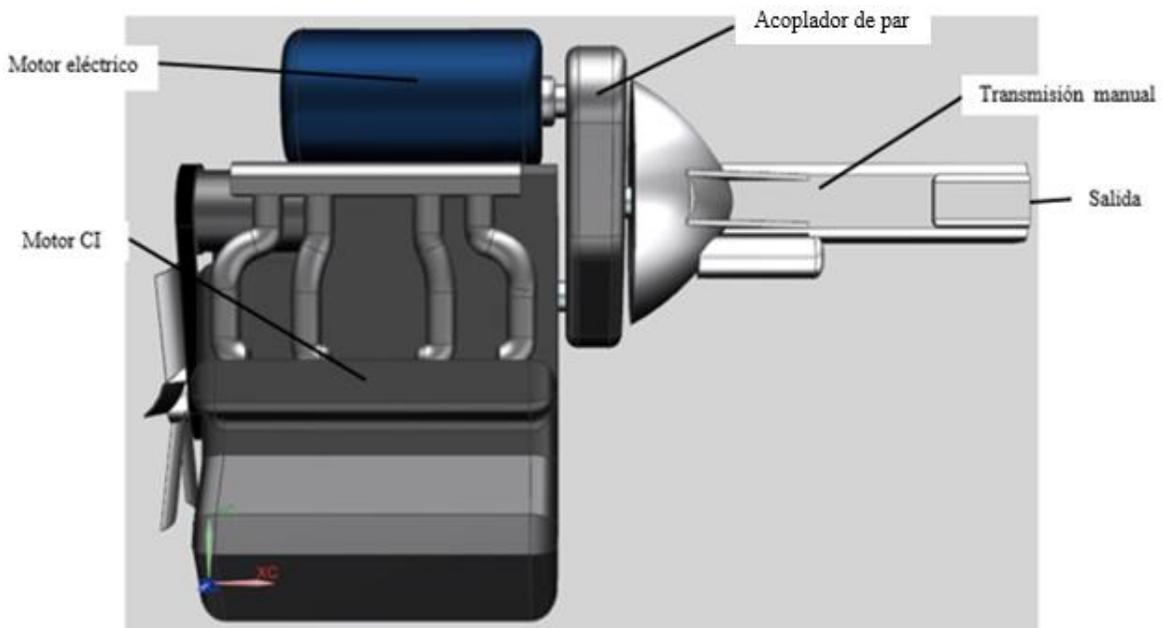


Figura 2.19 (a). Configuración número 11 en 3D

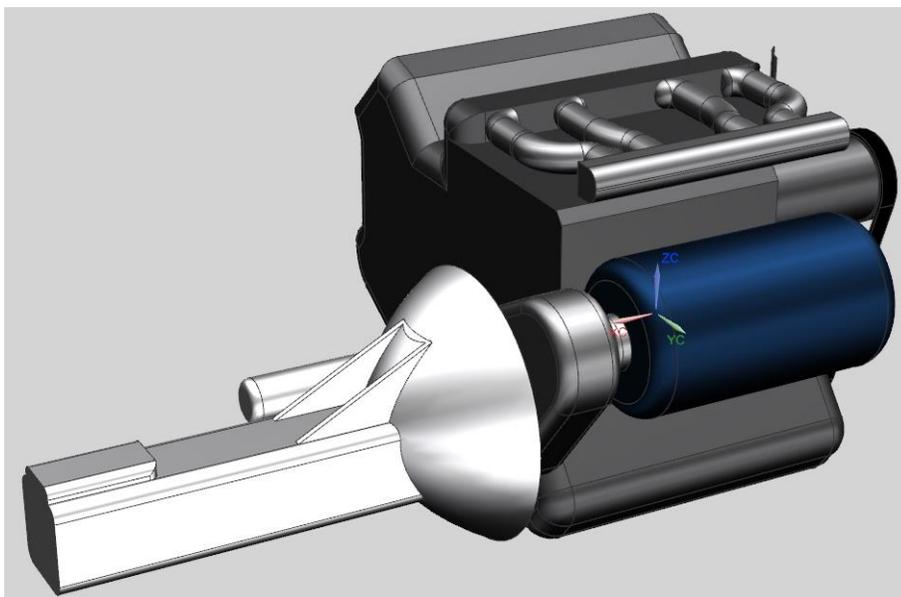


Figura 2.19 (b). Configuración número 11 en 3D

CONFIGURACIÓN NÚMERO 30

En la siguiente configuración cada tren de potencia está separado, el motor CI colocado en la parte delantera se conecta a una transmisión diferente a la original, después a un sistema diferencial y finalmente a los ejes de las ruedas delanteras; en este caso se utilizan dos motores eléctricos traseros por cada rueda, aunque más pequeños que en las configuraciones anteriores, estos realizarán la función de un mecanismo diferencial con la ayuda del control de velocidad adecuado. Como se observa en la figura 2.20 (a) y 2.20 (b) se omite el acoplador de par.

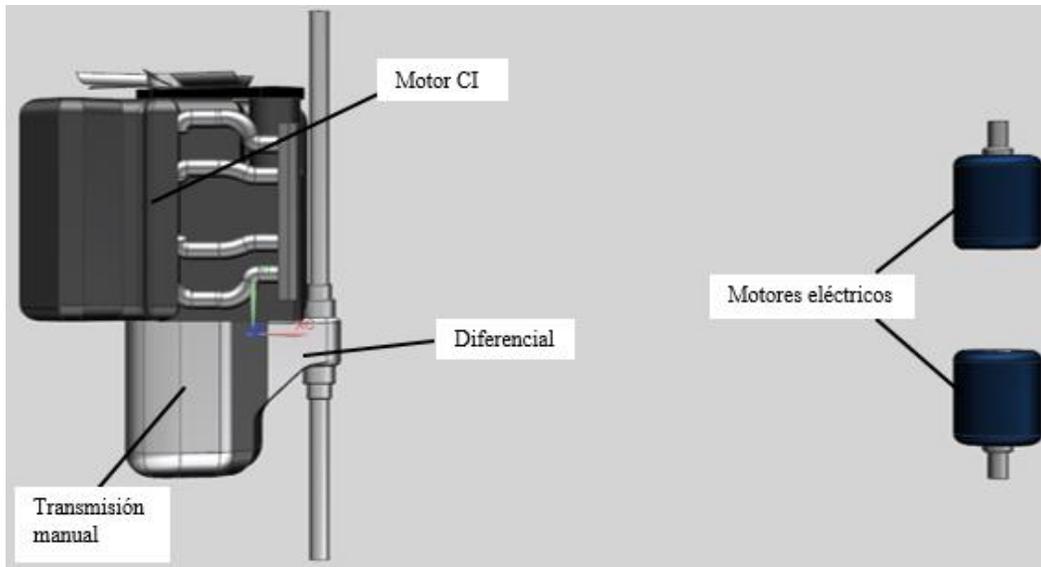


Figura 2.20 (a). Configuración número 30

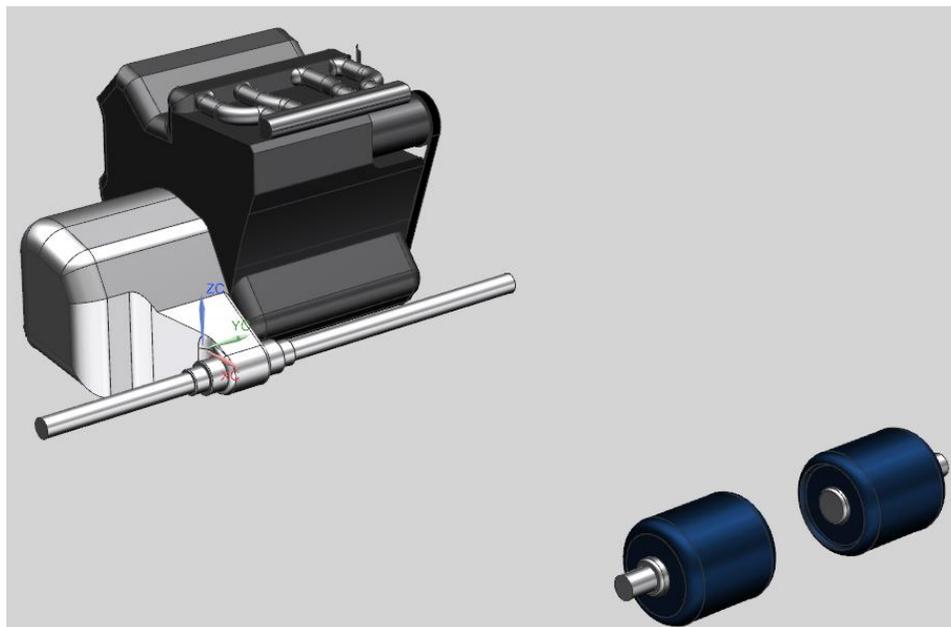


Figura 2.20 (b). Configuración número 30

La configuración número 8 es una configuración ideal por una parte, ya que en la transmisión variable continua (CVT) las pérdidas de energía por fricción son casi nulas y cuenta con un rango de velocidades mucho mayor, por lo que no habrá pérdidas de potencia significativas. Pero las transmisiones variables continuas (CVT) son diseñadas principalmente para vehículos ligeros lo cual no es conveniente para el vehículo contemplado para esta tesis. En su defecto sería necesario diseñar una transmisión (CVT) con una capacidad mayor.

Por otra parte la configuración número 30 tiene muchas ventajas ya que al tener los trenes de potencia separados no se tiene que diseñar un sistema de acoplamiento entre el motor eléctrico y el motor CI lo cual reduciría peso en el vehículo además de costos; también los motores eléctricos serían más pequeños y debido a que se coloca un motor en cada rueda no se requiere un mecanismo diferencial, pero el motor CI se tendría que colocar en una posición transversal para poder realizar la transmisión y por lo tanto se tendría que seleccionar otra transmisión más pequeña que la original, lo cual no es conveniente por los costos; otra desventaja es que debido a que originalmente el sistema de ventilación del radiador se encontraba frontalmente y al realizar el cambio de posición lineal a transversal el flujo de aire no pasaría directamente por el radiador lo cual puede llegar a generar un sobrecalentamiento.

Finalmente seleccione la configuración número 11 donde el motor CI y el motor eléctrico se acoplan en paralelo mediante un acoplador de par motriz y posteriormente el acoplamiento se conecta a la transmisión de cinco velocidades del tren de potencia original. La razón por la que elegí esta configuración es porque se pretendió construir un vehículo lo más económico posible además de reutilizar los componentes del tren de potencia original.

3.2 Resumen de resultados

Con las especificaciones que obtuve del motor CI, caso de estudio del capítulo 2 punto 2.4.3, y la potencia requerida para el VHE en paralelo, calcule la potencia de salida, es decir, la potencia híbrida. En las tablas 3.1 a la 3.5 se muestra el resumen de los resultados del diseño del acoplamiento de par, los cálculos se describen detalladamente en el anexo de esta tesis.

En la tabla 3.1 se observa la potencia de salida requerida para cumplir con las especificaciones objetivo, de acuerdo a los cálculos que realice obtuve una potencia del motor eléctrico de 56.8 [hp] que es la requerida para obtener la potencia de salida que se desea, pero propuse un motor eléctrico de 60 [hp] debido a que es más comercial.

Las dimensiones calculadas para los engranes helicoidales, los ejes de transmisión, cuñas cuadradas y cuñeros se muestran de la tabla 3.2 a la 3.4, donde se aprecian las dimensiones más importantes para cada elemento del acoplamiento de par motriz. En la tabla 3.4 se observa las dimensiones de los rodamientos la cual realice con base en el catálogo de la referencia 7. Los detalles de estos cálculos y selecciones se encuentran detallados en la sección de los anexos.

En la tabla 3.5 se muestran las dimensiones de los anillos de retención y su correspondiente ranura para la sujeción de los engranes en cada eje de transmisión, con base en las dimensiones que obtuve para cada uno de los ejes mencionados. Tome como referencia el catálogo citado en esta tesis, ref. 40.

Tabla 3.1. Potencias

POTENCIAS	
Potencia de salida requerida (Pnh)	87 [hp] @ 5600 [rpm]
Potencia neta del motor CI (Pnci)	45.6 [hp] @ 5200 [rpm]
Perdidas de potencia por fricción (Pfr)	15.4 [hp]
Potencia requerida del motor eléctrico (Pe)	56.8 [hp]
Potencia del motor eléctrico comercial (Pme)	60 [hp] @ 6000 [rpm]

Tabla 3.2. Engranés

ENGRANES			
	Engrane de salida	Engrane de motor CI	Engrane de motor eléctrico
Número de dientes (N)	19	20	18
Diámetro de paso (D)	2.9949 [in]	3.1525 [in]	2.8373 [in]
Diámetro exterior (Do)	3.3101 [in]	3.4678 [in]	3.1525 [in]
Diámetro de raíz (DR)	2.6008 [in]	2.7584 [in]	2.4432 [in]
Diámetro del círculo base (Db)	2.8143 [in]	2.9624 [in]	2.6661 [in]
Paso circular (p)	0.4952 [in]		
Addendum (a)	0.1576 [in]		
Dedendum (b)	0.197 [in]		
Holgura (c)	0.0394 [in]		
Altura total (ht)	0.3547 [in]		
Profundidad de trabajo (hk)	0.3153 [in]		
Espesor del diente (t)	0.2476 [in]		
Distancia entre centros del engrane de salida al del motor CI (C)	3.0737 [in]		
Distancia entre centros del engrane de salida al del motor eléctrico (C)	2.9161 [in]		
Ancho de cara (F)	2.125 [in]		
Esfuerzo flexionante en dientes (St)		8.884 [ksi]	8.366 [ksi]
Esfuerzo de contacto en dientes (Sc)		84.282 [ksi]	84.181 [ksi]
Esfuerzo de contacto admisible (Sac)		132.25 [ksi]	132.527 [ksi]
Material	Acero AISI 4320 SOQT 450		

Tabla 3.3. Ejes

EJES			
	Eje de salida	Eje de motor CI	Eje de motor eléctrico
Distancia de rodamiento a engrane (d)	2.5 [in]	3.5 [in]	
Diámetro en punto A (DA)	0.5 [in]	0.332 [in]	0.374 [in]
Diámetro en punto C (DC)			
Diámetro real en punto A debido a rodamiento (DAr)	1.378 [in]	0.9843 [in]	1.5748 [in]
Diámetro real en punto C debido a rodamiento (DCr)			
Diámetro requerido en punto B (DBm)	1.459 [in]	1.242 [in]	1.343 [in]
Diámetro real en punto B debido a rodamiento (DBr)	1.688 [in]	1.25 [in]	1.75 [in]
Diámetro de escalón para engrane	2.188 [in]	1.75 [in]	2.25 [in]
Chaflán agudo en puntos A y C	0.03 [in]	0.02 [in]	0.02 [in]
Chaflán bien redondeado en punto B	0.15 [in]	0.16 [in]	0.15 [in]
Par torsional en eje (T)	1188.478 [lbf·in]	552.684 [lbf·in]	630.254 [lbf·in]
Fuerza cortante total en el punto A (VA)	428.303 [lbf]	188.925 [lbf·in]	239.378 [lbf]
Fuerza cortante total en el punto C (VC)			
Momento flexionante total en el punto B (MB)	1070.758 [lbf·in]	661.237 [lbf·in]	837.825 [lbf·in]
Material	Acero AISI 1040 OQT 400		

Tabla 3.4. Rodamientos, cuñas y cuñeros

RODAMIENTOS			
	Eje de salida	Eje de motor CI	Eje de motor eléctrico
Número de rodamiento	6307	6305	6208
Diámetro interior	1.378 [in]	0.9843 [in]	1.5748 [in]
Diámetro exterior	3.1496 [in]	2.4409 [in]	3.1496 [in]
Ancho	0.8268 [in]	0.6693 [in]	0.7087 [in]
Chaflán	0.059 [in]	0.039 [in]	0.039 [in]
Diámetro de escalón en caja	2.795 [in]	2.165 [in]	2.874 [in]
Carga axial o de empuje (Wx)	207.166 [lbf]	163.502 [lbf]	207.166 [lbf]
CUÑAS			
	Engrane de salida	Engrane de motor CI	Engrane de motor eléctrico
Ancho de cuña cuadrada (w)	0.375 [in]	0.25 [in]	0.375 [in]
Longitud mínima (L)	0.442 [in]	0.416 [in]	0.226 [in]
Longitud propuesta (Lp)	0.75 [in]		
material	Acero AISI 1020 Estirado en frío		
CUÑEROS			
	Eje de salida	Eje de motor CI	Eje de motor eléctrico
Longitud propuesta (Lp)	0.75 [in]		
Profundidad (pc)	0.1875 [in]	0.125 [in]	0.1875 [in]
Altura de cuerda (Y)	0.021 [in]	0.013 [in]	0.02 [in]
Distancia de la base del cuñero al extremo del eje (S)	1.479 [in]	1.112 [in]	1.542 [in]
Profundidad de cuñero en engrane más diámetro de eje (pce)	1.859 [in]	1.367 [in]	1.922 [in]

Tabla 3.5. Anillos de retención para los engranes⁴⁰

ANILLOS DE RETENCIÓN			
	Eje de salida	Eje de motor CI	Eje de motor eléctrico
Anillo			
d1	1.688 [in]	1.25 [in]	1.75 [in]
s	0.069 [in]	0.059 [in]	0.069 [in]
a (máx.)	0.256 [in]	0.205 [in]	0.26 [in]
b	0.177 [in]	0.142 [in]	0.181 [in]
d3	1.516 [in]	1.165 [in]	1.594 [in]
d4	2.193 [in]	1.693 [in]	2.283 [in]
d5	0.098 [in]	0.098 [in]	0.098 [in]
Ranura			
d2	1.555 [in]	1.193 [in]	1.634 [in]
m	0.073 [in]	0.063 [in]	0.073 [in]
n (min.)	0.15 [in]	0.102 [in]	0.15 [in]
Carga axial	8818.5 [lbf]	4629.7 [lbf]	9259.4 [lbf]
Material	SAE 1070 IRAM-IAS U 500-179		

⁴⁰ <http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO%2006-2005.pdf>

A continuación se puede observar la configuración del tren de potencia final del VHE con las dimensiones a escala reales:

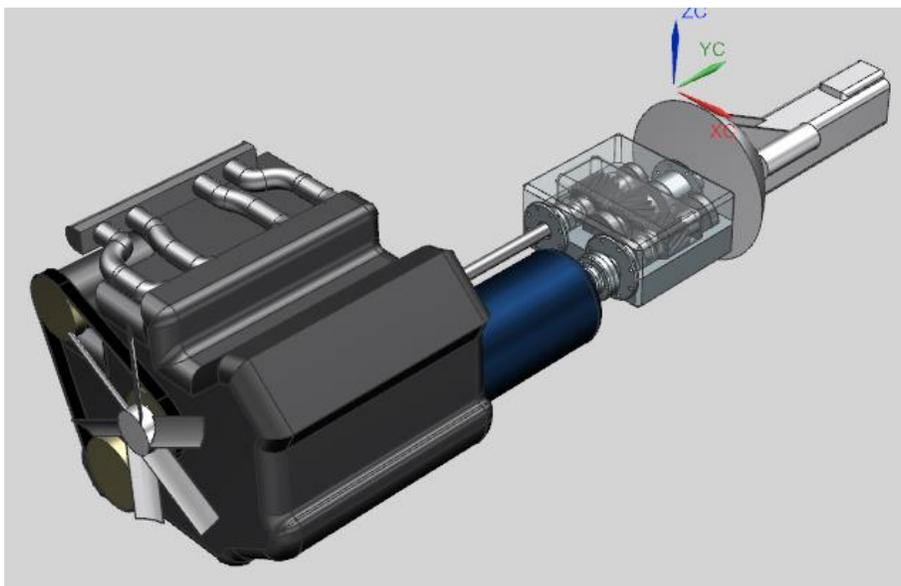


Figura 3.1. Vista isométrica del VHE paralelo final

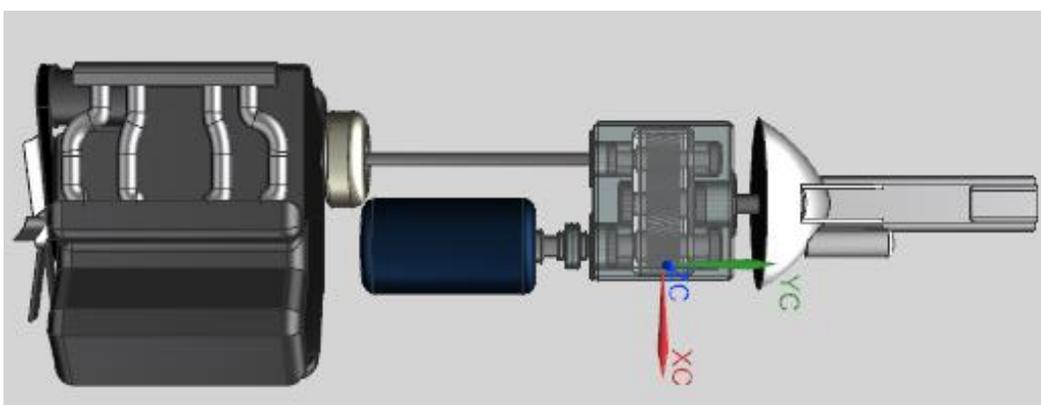


Figura 3.2. Vista superior del VHE paralelo final

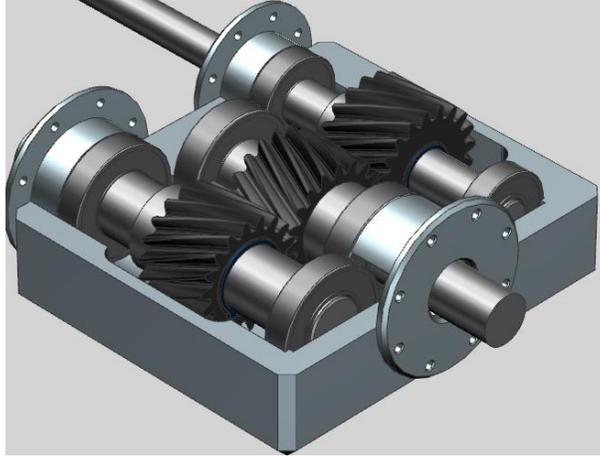


Figura 3.3. Acoplamiento de par motriz

3.3 Ciclos de manejo

“Un ciclo de manejo es un perfil de velocidades trazado en un plano de velocidad contra tiempo, que representa una forma típica de conducir en una ciudad o autopista, tomando en cuenta la tecnología del vehículo, las características del tráfico, de las carreteras, características climáticas y geográficas (altitud, entre las más importantes) y también características de los mismos conductores”.⁴¹

Rogelio González Oropeza.

En la tabla 3.6 se pueden observar los ciclos de manejo en la Ciudad de México, los cuales los se muestran en diferentes gráficas de velocidad [km/hr] contra tiempo [seg]. Estos ciclos de manejo los obtuve experimentalmente con la ayuda de una herramienta que es un escáner genérico “OBDII” y con el programa llamado “ScanMaster-ELM”, las pruebas las realice en siete diferentes rutas de la Ciudad de México con un vehículo Volkswagen Jetta clásico 2013. Las rutas son las siguientes:

Tabla 3.6. Ciclos de manejo

CICLO	RUTA	TIEMPO
1	Constituyentes, desde Santa Fe hasta periférico.	11 min 23.7 seg (683.7 seg)
2	Periférico, desde San Antonio hasta Eje 10.	11 min 3.6 seg (663.64 seg)
3	Insurgentes, desde Eje 10 hasta la calle Filadelfia (WTC).	12 min 20.2 seg (740.2 seg)
4	Av. Revolución, desde Viaducto a San Ángel.	11 min 24.4 seg (684.4 seg)
5	Av. Centenario, calle Azcapotzalco, Av. 5 de Mayo y Barranca del muerto.	11 min 17.8 seg (677.78 seg)
6	Camino real a Santa Fe, desde Col. Cristo Rey hasta Av. Vasco de Quiroga.	11 min 14.5 seg (674.5 seg)
7	Av. Javier Barros Sierra, desde Av. Vasco de Quiroga hasta Av. Santa Fe.	5 min 48.4 seg (348.4 seg)

⁴¹ González Oropeza, R. (Febrero, 2005). Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica para evaluar el consumo de combustible y las emisiones contaminantes del auto transporte. INGENIERÍA investigación y Tecnología, 3, 147-162.

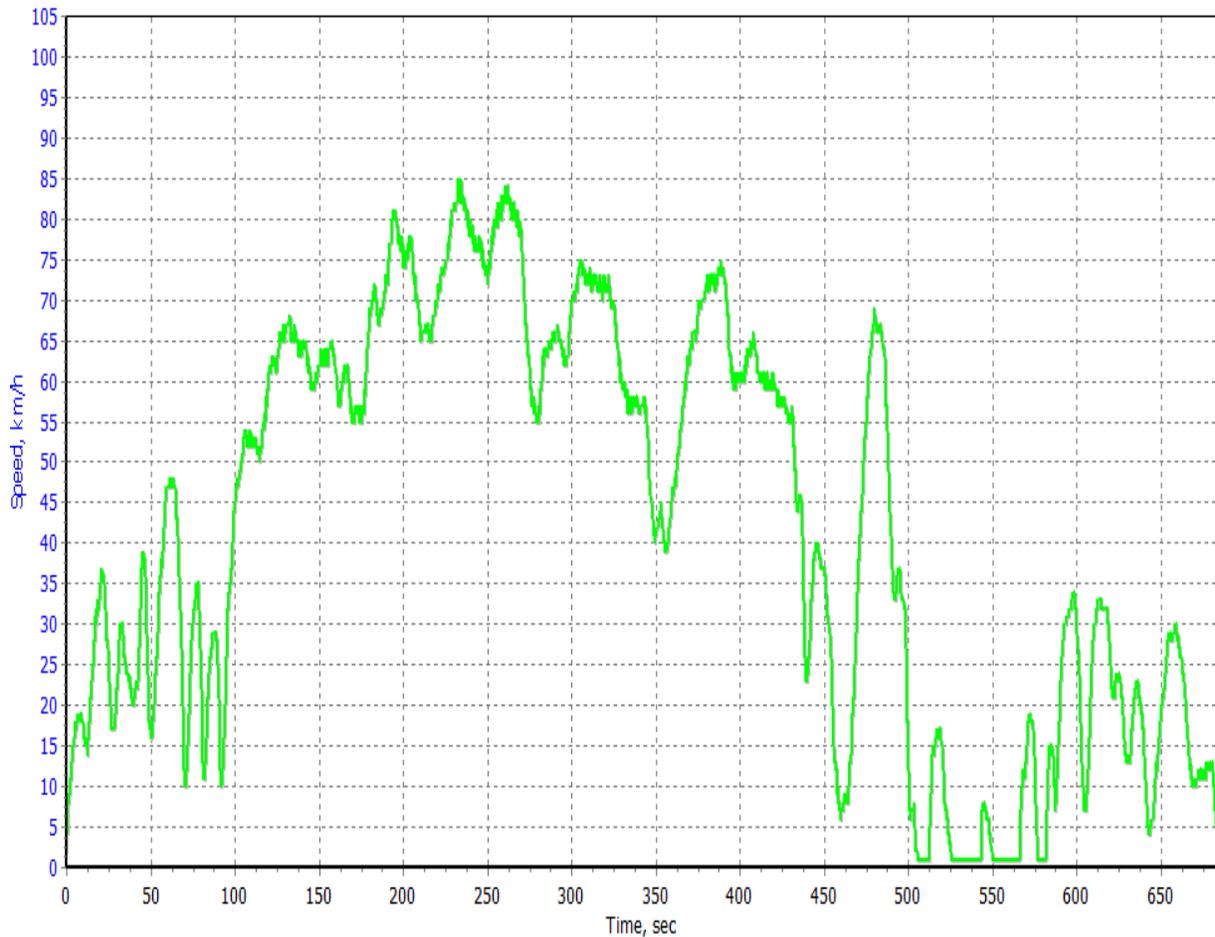


Figura 3.4. Ciclo de manejo 1

En la figura 3.4 se puede observar que la velocidad máxima llega hasta los 85 [km/hr] aproximadamente, como se puede notar existen muchas aceleraciones y desaceleraciones durante el ciclo de manejo lo que impide tener una velocidad constante provocando un gasto de combustible mayor para el modo de motor CI puro y para el modo eléctrico puro no sería conveniente por las velocidades mayores a los 40 [km/hr]. Entonces lo más conveniente para este ciclo de manejo es utilizar el modo híbrido para obtener una mayor potencia.

El modo de frenado regenerativo para este ciclo sería muy conveniente ya que tenemos desaceleraciones considerablemente grandes, con las que el vehículo puede recuperar parte de la carga para las baterías. El modo de recarga en reposo también se utilizaría en este ciclo debido a que hay puntos donde el vehículo está en alto total.

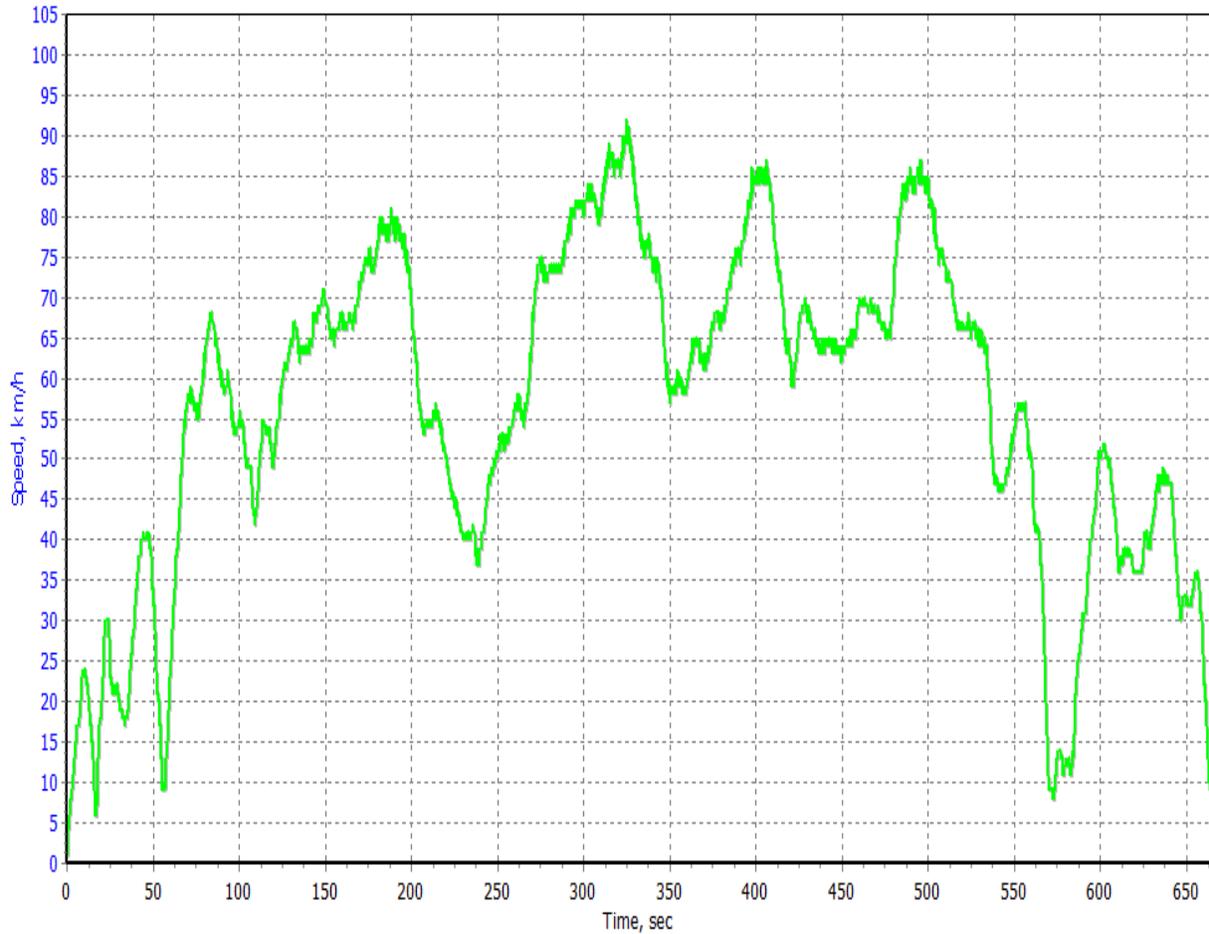


Figura 3.5. Ciclo de manejo 2

En la figura 3.5 se observa que la velocidad máxima es aproximadamente de 92 [km/hr], hay aceleraciones y desaceleraciones durante el recorrido. Una característica de este ciclo de manejo es que en ningún momento del recorrido se llega a una velocidad de 0 [km/hr], esto era de esperarse ya que es un ciclo de manejo que se obtuvo en el segundo piso del periférico donde no hay semáforos ni topes, ya que es una vía rápida, pero si se presentó el tráfico normal de esta ruta. El modo de operación que mejor se adaptaría a este ciclo es el modo híbrido.

El modo de freno regenerativo en este ciclo sería conveniente debido a las desaceleraciones relativamente grandes en el trayecto.

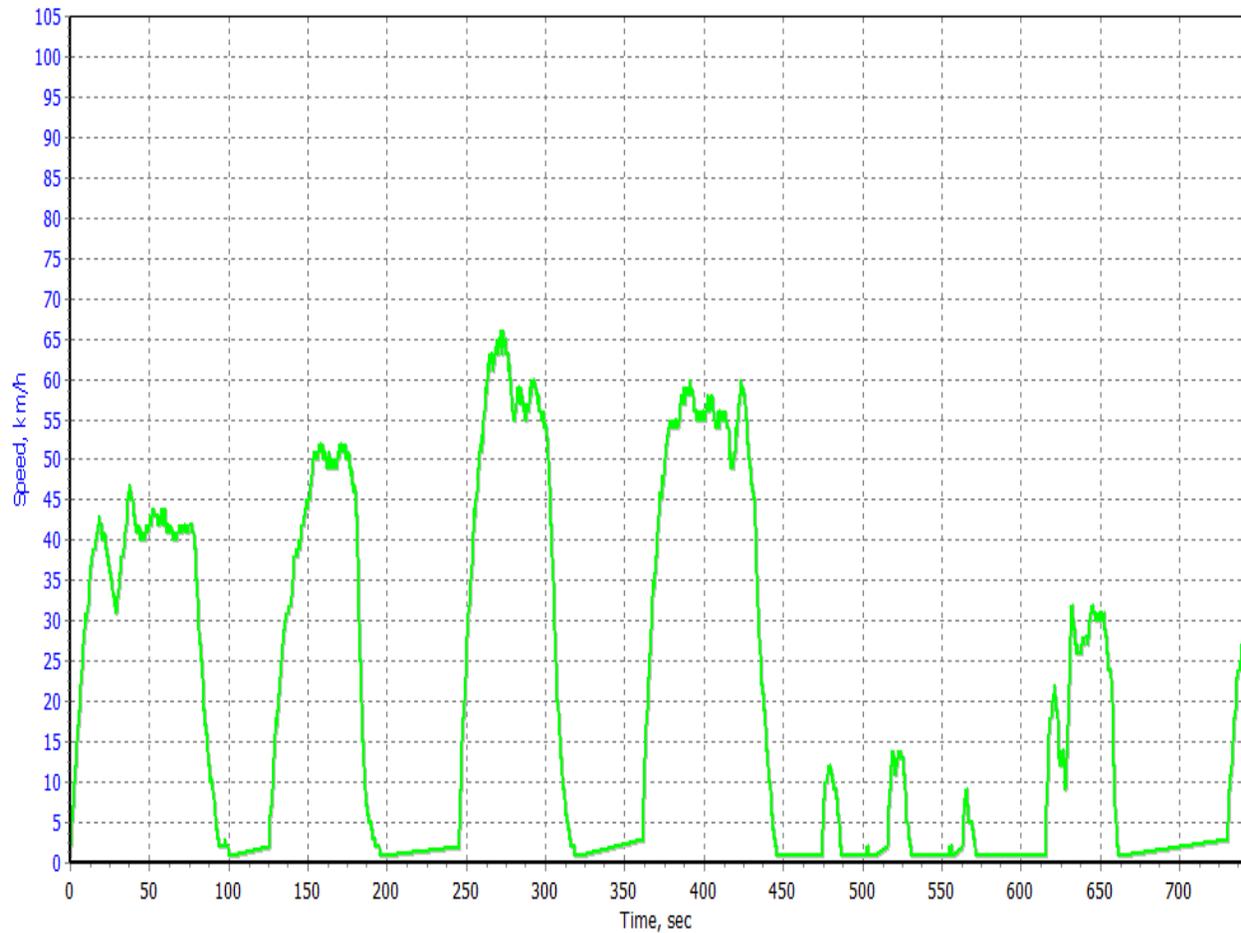


Figura 3.6. Ciclo de manejo 3

El ciclo de manejo 3 de la figura 3.6 lo realice en una ruta con un número considerable de semáforos, es por esto que la gráfica muestra comportamientos muy parecidos en distintos intervalos de tiempo, como se puede observar la velocidad máxima es de aproximadamente 67 [km/hr] y en varios puntos la velocidad llega hasta 0 [km/hr]. Los modos de conducción más convenientes para este ciclo serian el modo hibrido, el modo de recarga en reposo y el de frenado regenerativo.

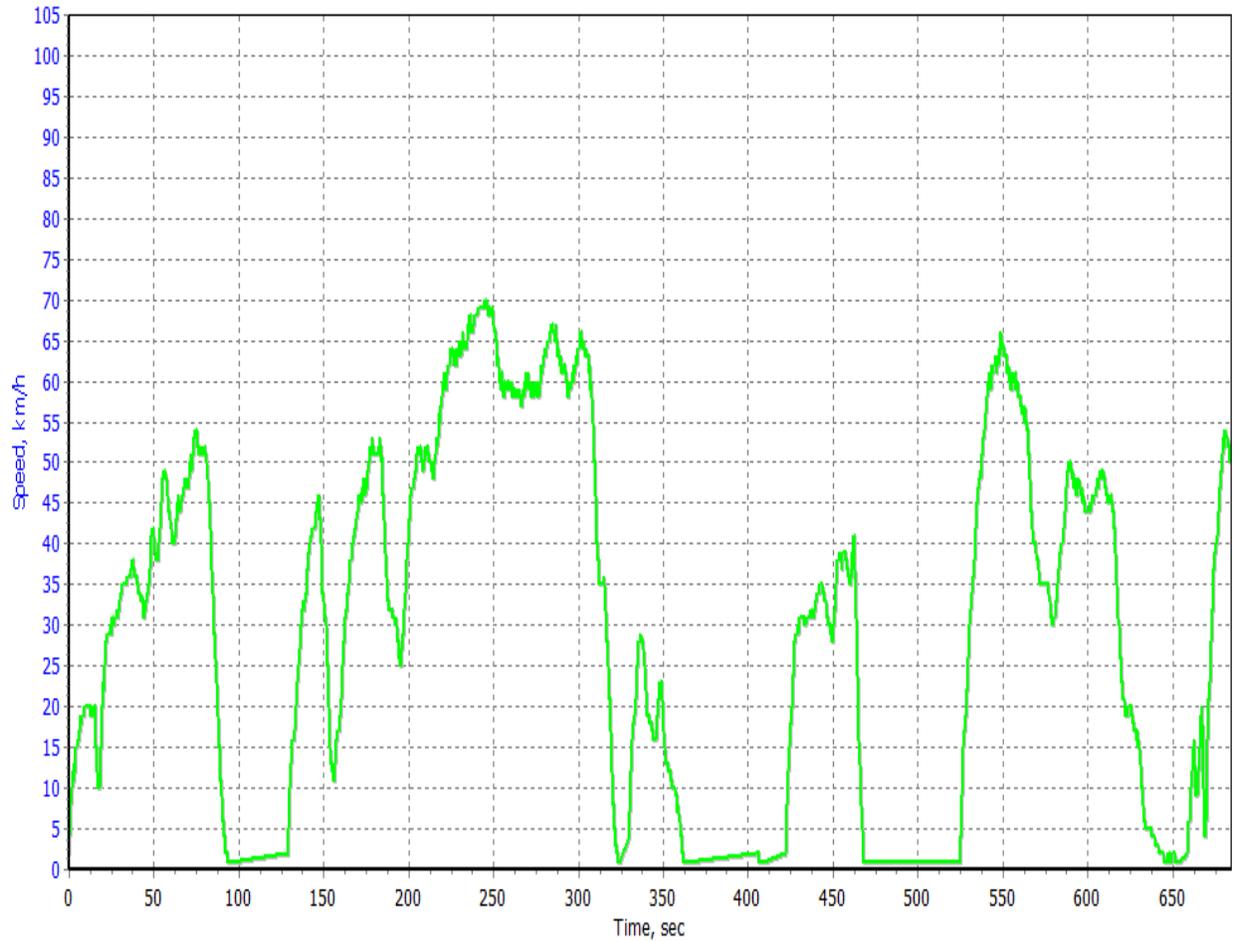


Figura 3.7. Ciclo de manejo 4

Para el ciclo de manejo de la figura 3.7 se observa una velocidad máxima de 70 [km/hr] aproximadamente y también se observan velocidades menores a 40 [km/hr], pero no sería conveniente utilizar el modo eléctrico puro debido a que también hay velocidades mayores a los 40 [km/hr], por lo que lo más conveniente es aplicar el modo de conducción híbrido junto con el modo de freno regenerativo y para algunos rangos de tiempo el modo de recarga en reposo.

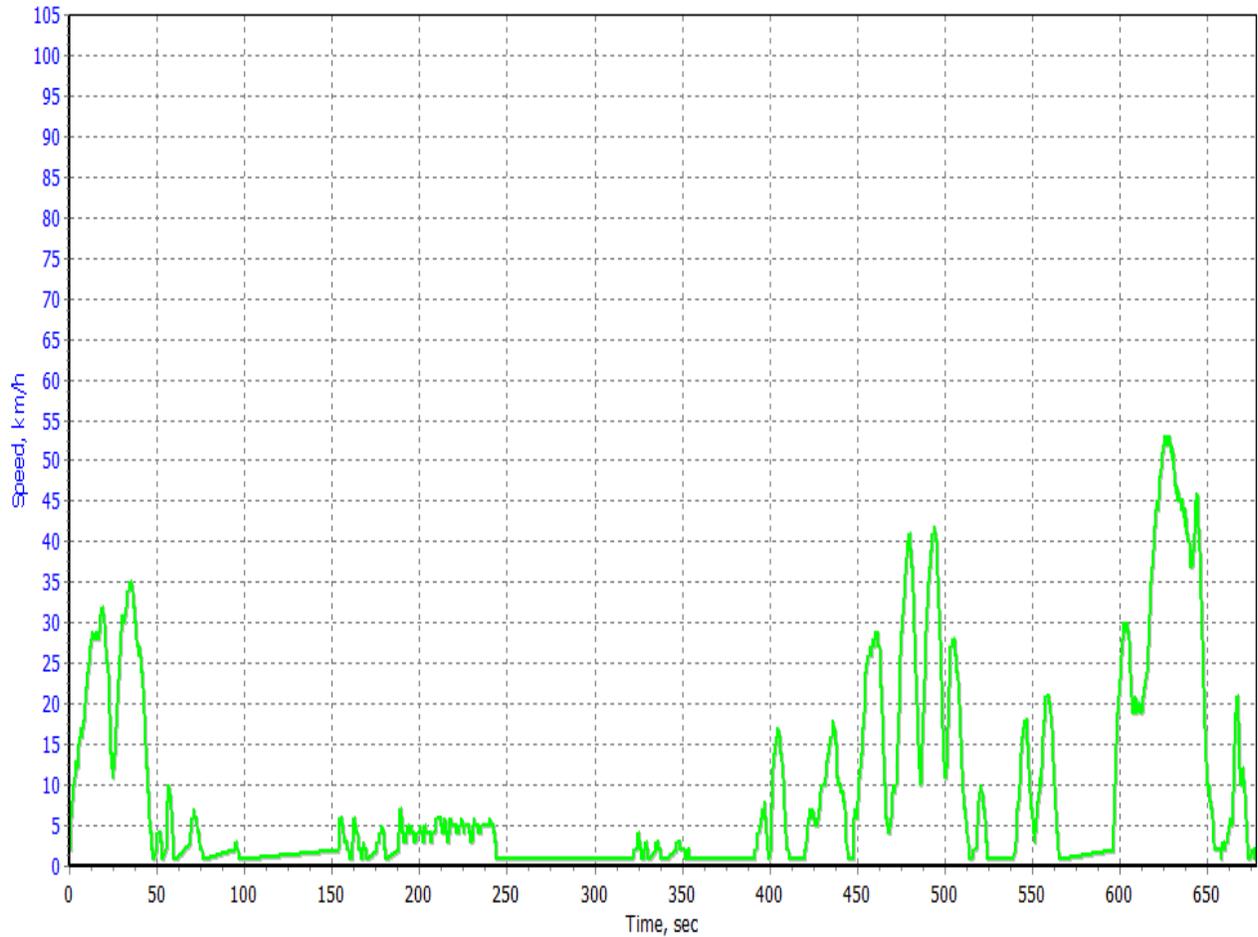


Figura 3.8. Ciclo de manejo 5

En la figura 3.8 se muestra el ciclo de manejo número 5, el cual tiene una característica particular y esta es que la velocidad se mantiene por debajo de los 40 [km/hr] por un lapso de tiempo considerable, lo que indica que el modo que puede servir más es el modo eléctrico puro junto con el modo de recarga en reposo.

El modo híbrido puede ser útil en algunos lapsos y el modo de freno regenerativo posiblemente no sea del todo tan aprovechado ya que no se alcanzan grandes velocidades con las que se pueda recuperar alguna cantidad de energía relevante.

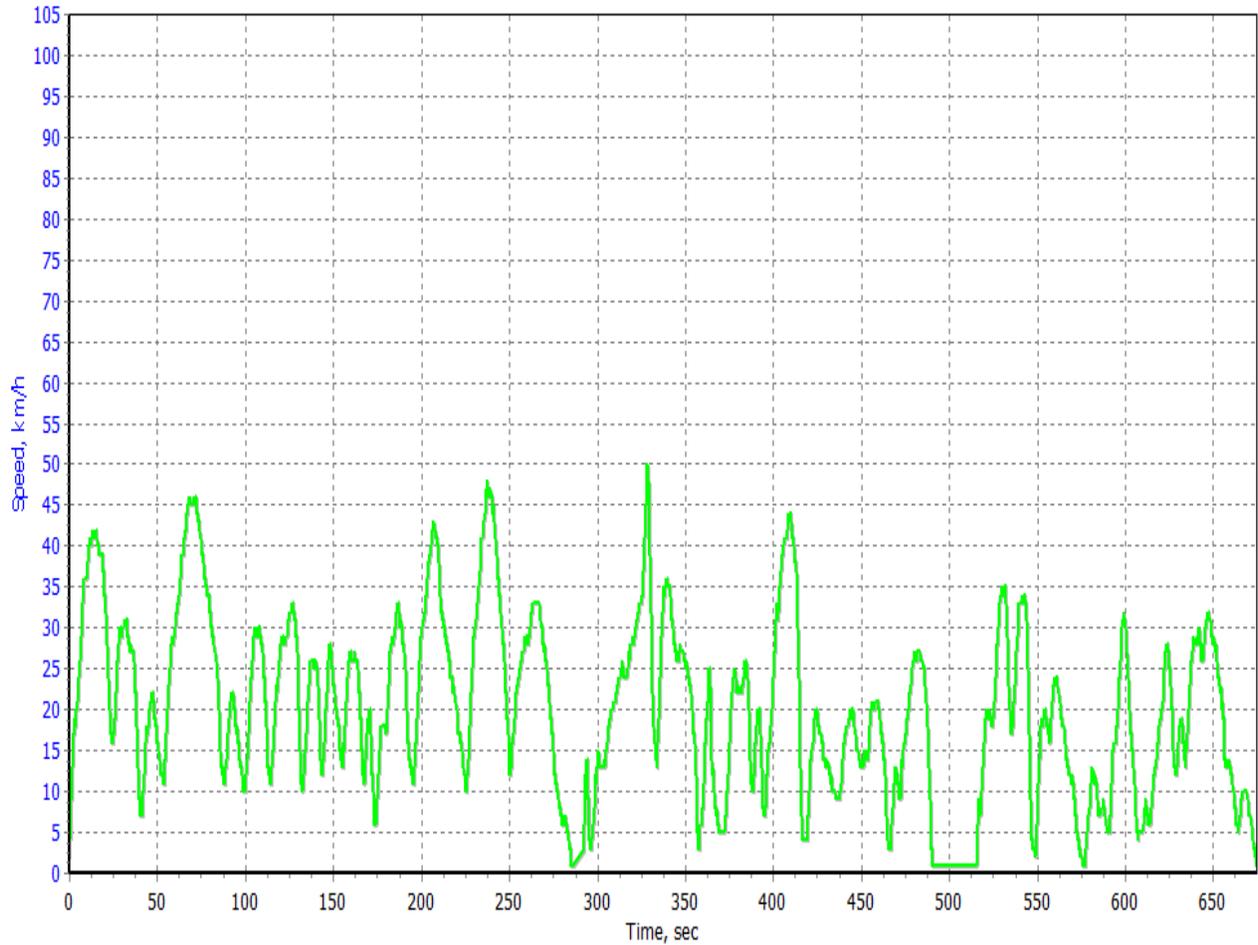


Figura 3.9. Ciclo de manejo 6

El ciclo de manejo 6 de la figura 3.9 se mantiene la mayor parte del tiempo por debajo de los 40 [km/hr], por lo tanto y definitivamente el modo eléctrico puro es el más conveniente en este ciclo ya que debido a las continuas variaciones de velocidad del vehículo, lo cual no sería muy eficaz si se usara el modo de motor CI puro.

El modo de freno regenerativo sería muy útil en este ciclo de manejo por las desaceleraciones que se pueden notar en la gráfica.

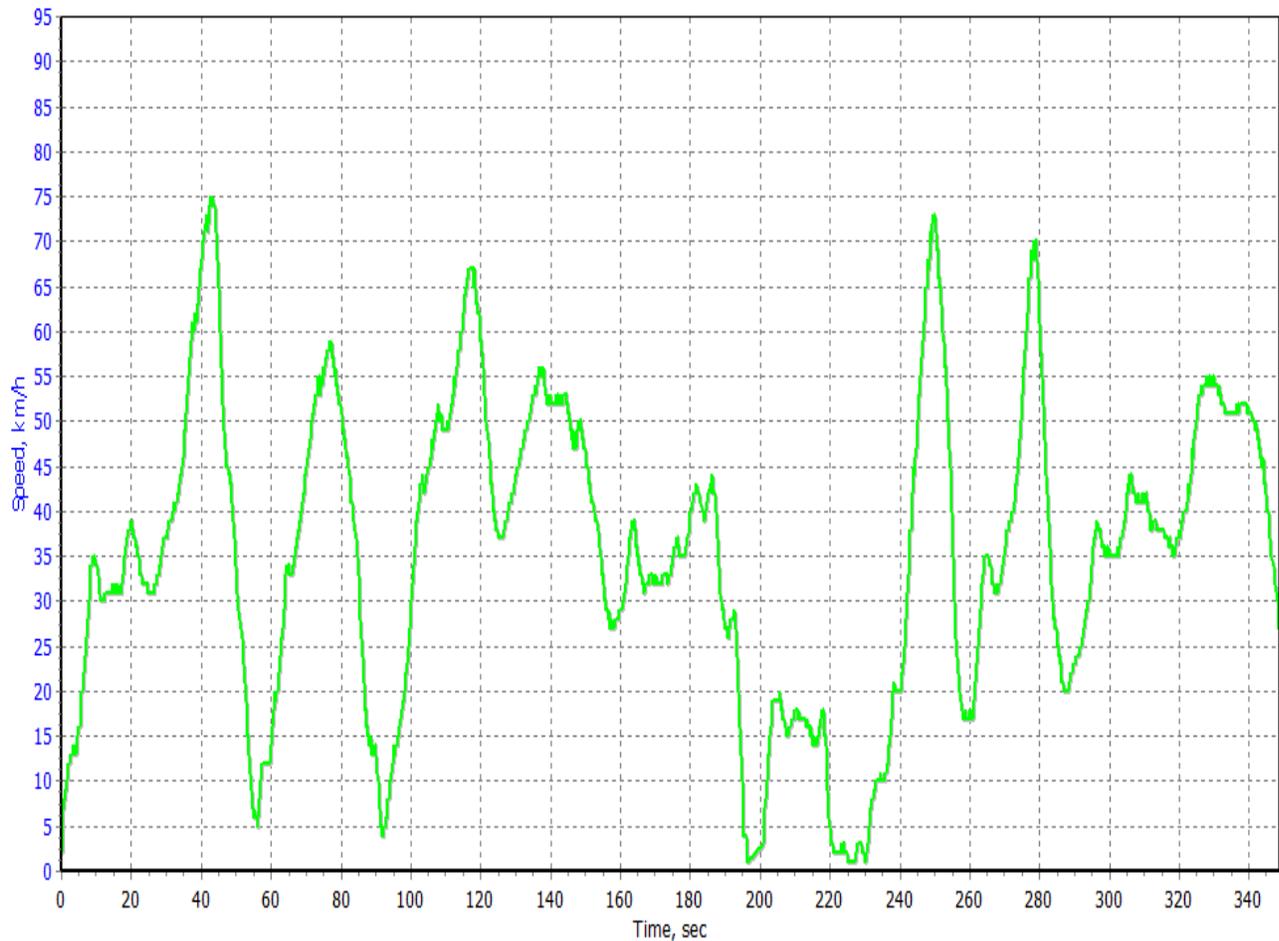


Figura 3.10. Ciclo 7

En la figura 3.10 se muestra el ciclo de manejo número 7, el cual a pesar de ser una ruta con un rango de tiempo mucho menor al de los ciclos anteriores, se puede observar que hay grandes variaciones de velocidad durante el recorrido que va desde el alto total hasta los 75 [km/hr] aproximadamente. Por lo anterior descrito y analizando la gráfica el modo de manejo más conveniente sería el modo híbrido.

El modo de freno regenerativo, al igual que en la mayoría de los ciclos de manejo descritos en esta tesis, sería muy útil para el funcionamiento del VHE.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como se puede observar en la selección del concepto del capítulo II se obtuvieron tres configuraciones del tren de potencia para el VHE después de haber realizado diferentes configuraciones con diferentes componentes en distintas posiciones, de las cuales seleccione la más conveniente, basándome en la reutilización de los componentes del tren de potencia del motor CI DONGAN de 1 litro, es decir, utilizar componentes con los que ya se contaba, como lo son la transmisión, flecha cardán, diferencial y embrague. Con la ayuda de la matriz de decisiones pude llegar a los mejores resultados para esta tesis, que aunque cualquiera de las 38 configuraciones pudo seleccionarse ya que todas ellas son posibles, solo obtuve las más convenientes para el desarrollo de este proyecto.

En el capítulo III se muestran los resultados de los cálculos (anexo A1) correspondientes para el diseño del acoplamiento de par motriz, también se pueden observar las dimensiones exactas de los componentes de este dispositivo de acoplamiento el cual diseñe para cumplir los requerimientos de potencia para la Ciudad de México. Los cálculos los realice basándome en diversos factores que se pueden presentar en la operación del acoplamiento tomando en cuenta factores de seguridad.

Al final, teóricamente, el acoplamiento de par motriz será capaz de llegar a la potencia requerida de 87 [hp] con el motor eléctrico propuesto de 60 [hp] y el motor CI de 45.6 [hp] con las dimensiones calculadas para cada engrane con un material que puede soportar esfuerzos flexionantes y de contacto mucho mayores a los calculados, además de que considere un ancho de cara de 2.125 [in] para cada engrane mejorando así la transmisión de potencia y no menos importante la resistencia del engrane.

También se pueden observar los ciclos de manejo en la Ciudad de México en lapsos de bastante carga de tráfico con los cuales se pueden anticipar los modos de operación del VHE en paralelo de esta tesis. Estos ciclos de manejo dieron como resultado distintos comportamientos de la velocidad de un vehículo Jetta clásico 2013 motor 2.0 en un tiempo determinado en diferentes zonas de la ciudad y por lo que se puede observar los ciclos de manejo dependen en gran parte del horario en que se conduce, del tráfico y la cantidad de semáforos sobre el trayecto.

CONCLUSIONES

La propuesta de diseño del VHE fue satisfactoria debido a las características de esta, ya que el vehículo podrá cumplir con los requerimientos y con las especificaciones objetivo más importantes como las dimensiones del vehículo y la potencia mínima requerida. La decisión de implementar la arquitectura de un vehículo híbrido en paralelo fue muy acertada, ya que por lo que se puede observar en los ciclos de manejo se requiere de velocidades relativamente altas, en donde la suma

de las potencias tanto del motor CI como del motor eléctrico ayudan a tener un mejor funcionamiento del vehículo para cumplir con los requerimientos de potencia.

Gracias a la tabla morfológica pude obtener tres configuraciones distintas para el VHE las cuales pudieron cumplir sin ningún problema con las especificaciones objetivo, pero opte por la opción más económica y de mayor simplicidad por motivos de reducción de costos y tiempos.

El cálculo de las potencias dio como resultado un motor eléctrico de 56.8 [hp] pero debido a que es difícil que se encuentre un motor exactamente con esta especificaciones, decidí proponer un motor de 60 [hp] que es muy cercano a la potencia requerida y sobretodo es más comercial; además habrá una ventaja de un motor con una potencia mayor que puede ayudar a cumplir con mayor facilidad las demandas de potencia en la Ciudad de México.

Para poder obtener la potencia que se requiere para el VHE se necesitó diseñar un sistema de acoplamiento de par motriz entre el motor CI y el motor eléctrico, dicho acoplamiento se compone de dos ejes de entrada y un eje de salida con una transmisión por medio de engranes helicoidales. La idea de tener un sistema de acoplamiento tan sencillo como lo es un tren de engranes de tres flechas de transmisión y tres engranes, dos de entrada y uno de salida, nos permite tener un diseño simple, el cual es fácil de montar y desmontar para su mantenimiento, además de que este tren de engranes nos permite un flujo de potencia bidireccional muy sencillo para su control.

Una vez terminado el diseño del acoplamiento de par motriz realice los ciclos de manejo en los cuales se puede observar que no hay rutas en donde la velocidad sea constante o por lo menos que la velocidad no tenga demasiada variación, por lo que en ningún momento se utilizó el modo de motor CI puro, ya que será lo mismo que tener un vehículo convencional con un motor CI, además de que el motor CI propuesto para el VHE de esta tesis es más pequeño que el original de la minivan GF-60 de FAW Trucks y por sí solo no alcanzaría los requerimientos de potencia para dicha minivan.

Cabe mencionar que el control de todo el sistema es muy complejo como ya lo había mencionado en el capítulo I: sección 1.5.1 y se requiere de otro estudio en donde se pueda profundizar en los distintos dispositivos para el control del tren motriz de este VHE en paralelo y así poder mejorar en las diferentes áreas referidas a este proyecto de tesis.

BIBLIOGRAFÍA

1. Ehsani, M., & Gao, Y., & Emadi, A., & Gay, S. (2010). *Modern electric, Hybrid electric, and fuel cell Vehicles*. [Vehículos eléctricos modernos, híbridos eléctricos, y celdas de combustible] (2ed.). Universidad del oeste de Florida: CRC PRESS.
2. Westbrook, M. H. (2001). *The electric car: Development and future of battery, Hybrid and fuel-cell cars*. [El carro eléctrico: desarrollo y futuro de baterías, carros híbridos y de celdas de combustible] (1ed.). Reino Unido: IET.
3. Husain, I. (2010). *Electric and Hybrid Vehicles: Design Fundamentals*. [Vehículos eléctricos e híbridos: diseño fundamental] (2ed.). EUA. CRC PRESS.
4. Sarmiento, M. (Julio, 2016). Hechos para competir. *Evoluciona*, (262), 29.
5. Walters, D M. (2015). *Design, Validation, and Optimization of a Rear Sub-frame with Electric Powertrain* (Licenciatura). Universidad estatal de Ohio, Ohio EUA.
6. Ulrich, K T. & Eppinger, S D. *Diseño y desarrollo de productos*. México D. F.: Mc Graw Hill.
7. Mott, R L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson, Prentice Hall
8. Mirabet Lemos, E. & Martínez Delgado, L. (Junio, 2004). Propuesta para el Cálculo de la Eficiencia en los Engranajes Cilíndricos. *Ingeniería Mecánica*, 1, 59-63.
9. González Aguilar, M. (2005). *Propuesta de conversión de un vehículo eléctrico de pasajeros a vehículo híbrido* (Licenciatura). UNAM, Ciudad Universitaria.
10. Hernández, J M. (2017). *Análisis numérico para el dimensionamiento de un vehículo híbrido* (Licenciatura). UNAM, Ciudad Universitaria.
11. González Oropeza, R. (Febrero, 2005). Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica para evaluar el consumo de combustible y las emisiones contaminantes del auto transporte. *INGENIERÍA investigación y Tecnología*, 3, 147-162.
12. Esquivel Tapia, D R. (2008). *Diseño mecánico de una transmisión CVT media toroidal* (Licenciatura). IPN, México.

MESOGRAFÍA

13. <http://www.bmwblog.com/2012/03/13/the-bmw-volt/>.
14. http://www.efficientdrivetrains.com/edi-drive_drivetrain_line.html.
15. <http://www.greencarcongress.com/2013/06/x11-20130624.html>.
16. <http://kia-buzz.com/the-green-heart-of-the-all-new-optima-hybrid/>.
17. <http://www.import-car.com/volts-voltage-how-will-hybrids-change/>.
18. <http://www.fawtrucks.mx/pdf/60.pdf>
19. <http://www.metrogolfcars.com/pdf/xVantageEngineServiceManual.pdf>
20. <http://industria.siemens.com.mx/motores/Docs/Motores%20NNM.pdf>
21. <http://www.autolibreelectrico.com>
22. <http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO%2006-2005.pdf>

MEDIO AUDIOVISUAL

23. Motorgiga TV. (Productor). (2011). *Cómo funciona el cambio CVT*. De <https://www.youtube.com/watch?v=Y67uSyek948>.
24. WeberAuto. (Productor). (2010). *Funcionamiento de un transeje variable continuo (CVT)*. De <https://www.youtube.com/watch?v=c47caRqbbnE>.
25. WebMagrinho. (Productor). (2011). *Toroidal CVT - Atrito Zero - Discovery Channel*. De <https://www.youtube.com/watch?v=GJvErxb05ro>.
26. Cyberneticos. (Productor). (2014). *Como funciona una transmisión automática*. De <https://www.youtube.com/watch?v=HzgptJ-C8QY>.

ANEXOS

A1. CÁLCULO DE ACOPLAMIENTO DE PAR MOTRIZ

POTENCIAS

Datos:

$P_{nci} := 45.6 \text{ hp}$ //Potencia neta del motor CI [ref. 19, pág. 9, tabla 1]//
 $\omega_{ci} := 5200 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de motor CI [ref. 19, pág. 9, tabla 1]//
 $P_{nh} := 87 \text{ hp}$ //Potencia de salida requerida [ref. 18]//
 $\omega_h := 5600 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de salida [ref. 18]//
 $\phi_n := 20^\circ$ //Ángulo de presión normal//
 $\psi := 25^\circ$ //Ángulo de hélice//
 $\eta := 0.85$ //Eficiencia típica de un tren de engranes [ref. 1, pág. 33]//

Para saber cuales son las pérdidas de potencia por fricción en el acoplamiento mecánico partí de que la eficiencia se expresa como [ref. 8, pág. 59]:

$$\eta := \frac{\text{Potencia_salida}}{\text{Potencia_entrada}} \quad \eta := \frac{P_{nh}}{P_{ci} + P_e} \quad \eta := \frac{P_{nh}}{P_{nh} + P_{fr}} \quad \eta := 0.85$$

$$P_{fr} := \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \cdot P_{nh} \quad P_{fr} = 15.353 \text{ hp} \quad //\text{Pérdidas de potencia por fricción} //$$

Tome en cuenta que la potencia de salida es igual a la potencia de entrada menos las pérdidas de potencia por fricción y despeje la potencia del motor eléctrico:

$$P_e := P_{nh} - P_{nci} + P_{fr} \quad P_e = 56.753 \text{ hp} \quad //\text{Potencia requerida del motor eléctrico} //$$

La potencia (P_e) obtenida es la que se requiere de un motor eléctrico, pero es muy probable que no existan motores comerciales con esa potencia exactamente, entonces se seleccione un motor igual o mayor a la potencia requerida del motor eléctrico.

ENGRANE HELICOIDAL PARA EL MOTOR CI

Datos:

$N_{ci} := 20$	//Número de dientes del engrane del motor CI//	
$P_{dn} := 7 \cdot \frac{1}{in}$	//Paso diametral normal//	
$Q_v := 11$	//Número de calidad [ref. 7, pág. 378, tabla 9-2]//	
$L := 5000 \text{ hr}$	//Vida de diseño [ref. 7, pág. 396, tabla 9-7]//	
$q := \frac{2}{rev}$	//Número de aplicaciones de carga por revolución (engrane conducido y motriz)//	
$SF := 1.1$	//Factor de seguridad//	
$KR := 1.25$	//Factor de confiabilidad (confiabilidad de 0.999, una falla en 1000) [ref. 7, pág. 396, tabla 9-8]//	
$CH := 1$	//Factor por relación de durezas (CH = 1 debido a que los engranes son del mismo material, además de que son aceros cementados)//	

$P_d := P_{dn} \cdot \cos(\psi)$	$P_d = 6.344 \frac{1}{in}$	//Paso diametral transversal//
----------------------------------	----------------------------	--------------------------------

$P_x := \frac{\pi}{P_d \cdot \tan(\psi)}$	$P_x = 1.062 \text{ in}$	//Paso axial//
---	--------------------------	----------------

$\phi_t := \text{atan}\left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)}\right)$	$\phi_t = 21.88^\circ$	//Ángulo de presión transversal//
---	------------------------	-----------------------------------

$D_{ci} := \frac{N_{ci}}{P_d}$	$D_{ci} = 3.153 \text{ in}$	//Diámetro de paso del engrane del motor CI//
--------------------------------	-----------------------------	---

$F := 2.00104 \cdot P_x$	$F = 2.125 \text{ in}$	//Ancho de cara//
--------------------------	------------------------	-------------------

$v_t := \omega_{ci} \cdot \frac{D_{ci}}{2}$	$v_t = 4291.689 \frac{ft}{min}$	//Velocidad de línea de paso//
---	---------------------------------	--------------------------------

$W_{tci} := \frac{P_{nci}}{v_t}$	$W_{tci} = 350.631 \text{ lbf}$	//Carga tangencial del motor CI//
----------------------------------	---------------------------------	-----------------------------------

Para el cálculo del número de dientes del engrane que va a recibir las potencias del motor CI y del motor eléctrico realice las siguientes operaciones:

$VR_{ci} := \frac{\omega_{ci}}{\omega_h}$	$VR_{ci} = 0.929$	//Relación de velocidad//
---	-------------------	---------------------------

$$N_h := N_{ci} \cdot V_{Rci}$$

$$N_h = 18.571$$

$$N_{he} := \text{round}(N_h) = 19 \quad //\text{Número de dientes del engrane de salida (número entero)}//$$

Utilice datos de tablas y gráficos para la obtención del esfuerzo flexionante en el engrane del motor CI:

$$j_{ci} := 0.40205$$

//Factor de geometría [ref. 7, pág. 457, fig. 10-6]//

$$K_{oci} := 1.7$$

//Factor de sobrecarga [ref. 7, pág. 389, tabla 9-5]//

$$K_{sci} := 1$$

//Factor de tamaño [ref. 7, pág. 389, tabla 9-6]//

$$\frac{F}{D_{ci}} = 0.674$$

$$C_{pfc_i} := 0.658971$$

//Factor de proporción del engrane del MCI, formula: $C_{pf} = (F/10D_p) - 0.0375 + 0.0125F$ [ref. 7, pág. 391, fig. 9-18]//

$$C_{mac_i} := 0.094282$$

//Factor de alineamiento de engranado, formula: $C_{ma} = 0.0675 + (0.0128F) - (0.926 \times 10^{-4})(F^2)$ [ref. 7, pág. 391, fig. 9-18]//

$$K_{mci} := 1 + C_{pfc_i} + C_{mac_i} = 1.753$$

//Factor de distribución de carga//

$$K_{Bci} := 1$$

//Factor de espesor de orilla//

Para obtener el factor dinámico:

$$B := \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} = 0.25$$

$$A := 50 + 56 \cdot (1 - B) = 92$$

$$f := 1 \frac{s}{m}$$

$$v_{t_v} := v_t \cdot f = 21.802$$

$$K_{vci} := \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot v_{t_v}}}{A} \right)^B = 1.145 \quad //\text{Factor dinámico}//$$

$$S_{tci} := \frac{W_{tci} \cdot P_d}{F \cdot j_{ci}} \cdot K_{oci} \cdot K_{sci} \cdot K_{mci} \cdot K_{Bci} \cdot K_{vci}$$

$$S_{tci} = 8.884 \text{ ksi}$$

//Esfuerzo flexionante del eMCI//

Utilice datos de tablas y gráficos para la obtención del coeficiente elástico (Cp) y el factor de geometría (I) para el esfuerzo de contacto del engrane del motor CI, los demás factores son los mismos utilizados para el esfuerzo flexionante:

$$C_p := 2300 \left(\frac{\text{lb} \cdot \text{f}}{\text{in}^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad //\text{Coeficiente elástico [ref. 7, pág. 400, tabla 9-9]}//$$

$$I := 0.133$$

//Factor de geometría [ref. 7, pág. 459, tabla 10-1]//

$$Scci := Cp \cdot \sqrt{\frac{Wtci \cdot Koci \cdot Ksci \cdot Kmci \cdot Kvci}{F \cdot Dci \cdot I}}$$

$$Scci = 84.282 \text{ ksi} \quad //\text{Esfuerzo de contacto del eMCI//}$$

Como se puede observar el esfuerzo de contacto es mayor que el esfuerzo flexionante, por lo tanto el esfuerzo de contacto es el que gobernó en este caso.

Obtuve el número de ciclos de carga (N_c) y el factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo (Z_n) para calcular el esfuerzo de contacto admisible (S_{ac}):

$$Ncci := L \cdot \omega ci \cdot q \quad Ncci = 3.12 \cdot 10^9 \quad //\text{Número de ciclos de carga esperado//}$$

$$Znci := 1.4488 Ncci^{-0.023} \quad Znci = 0.876 \quad //\text{Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo//}$$

$$Sacci := \frac{KR \cdot SF}{Znci \cdot CH} \cdot Scci \quad Sacci = 132.25 \text{ ksi} \quad //\text{Esfuerzo de contacto admisible del eMCI//}$$

De acuerdo con la tabla 9-3 [ref. 7, pág. 381], propuse un acero grado 1, cementado **AISI 4320 SOOT 450**; dureza interior de 415 HB, dureza cementada 59 HCR y número de esfuerzo de contacto admisible de **180 ksi** el cual es mayor que el esfuerzo de contacto admisible para el engrane del motor CI calculado.

Propiedades de los dientes:

Ambos engranes, del motor CI y del engrane de salida híbrido :

$$p := \frac{\pi}{Pd} \quad p = 0.4952 \text{ in} \quad //\text{Paso circular//}$$

$$a := \frac{1}{Pd} \quad a = 0.1576 \text{ in} \quad //\text{Addendum//}$$

$$b := \frac{1.25}{Pd} \quad b = 0.197 \text{ in} \quad //\text{Dedendum//}$$

$$c := \frac{0.25}{Pd} \quad c = 0.0394 \text{ in} \quad //\text{Holgura//}$$

$$ht := a + b \quad ht = 0.3547 \text{ in} \quad //\text{Altura total//}$$

$$hk := 2 \cdot a \quad hk = 0.3153 \text{ in} \quad //\text{Profundidad de trabajo//}$$

$$t := \frac{\pi}{2 \cdot Pd}$$

$$t = 0.2476 \text{ in}$$

//Espesor del diente//

$$C := \frac{N_{ci} + N_{he}}{2 \cdot Pd}$$

$$C = 3.0737 \text{ in}$$

//Distancia entre centros//

Engrane del motor CI:

$$D_{ci} = 3.1525 \text{ in}$$

//Diámetro de paso//

$$D_{oci} := \frac{N_{ci} + 2}{Pd}$$

$$D_{oci} = 3.4678 \text{ in}$$

//Diámetro exterior//

$$D_{Rci} := D_{ci} - 2 \cdot b$$

$$D_{Rci} = 2.7584 \text{ in}$$

//Diámetro de raíz//

$$D_{bci} := D_{ci} \cdot \cos(\phi_n)$$

$$D_{bci} = 2.9624 \text{ in}$$

//Diámetro del círculo base//

Engrane de salida:

$$D_h := \frac{N_{he}}{Pd}$$

$$D_h = 2.9949 \text{ in}$$

//Diámetro de paso//

$$D_{oh} := \frac{N_{he} + 2}{Pd}$$

$$D_{oh} = 3.3101 \text{ in}$$

//Diámetro exterior//

$$D_{Rh} := D_h - 2 \cdot b$$

$$D_{Rh} = 2.6008 \text{ in}$$

//Diámetro de raíz//

$$D_{bh} := D_h \cdot \cos(\phi_n)$$

$$D_{bh} = 2.8143 \text{ in}$$

//Diámetro del círculo base//

ENGRANE HELICOIDAL PARA EL MOTOR ELÉCTRICO

De acuerdo con los cálculos realizados para encontrar la potencia requerida del motor eléctrico investigue motores con una potencia igual o mayor a la calculada y seleccione un motor de 60 hp a 6000 rpm el cual es utilizado en vehículos eléctricos por la ORGANIZACIÓN AUTO LIBRE [ref. 21].

Datos:

$Pme := 60 \text{ hp}$	//Potencia del motor eléctrico comercial [ref. 21]//	
$\omega_e := 6000 \text{ rpm}$	//Velocidad angular del motor eléctrico [ref. 21]//	
$Ne := 18$	//Número de dientes del engrane del motor eléctrico//	
$Pdn := 7 \cdot \frac{1}{in}$	//Paso diametral normal//	
$Qv := 11$	//Número de calidad [ref. 7, pág. 378, tabla 9-2]//	
$L := 5000 \text{ hr}$	//Vida de diseño [ref. 7, pág. 396, tabla 9-7]//	
$q := \frac{2}{rev}$	//Número de aplicaciones de carga por revolución//	
$SF := 1.1$	//Factor de seguridad//	
$KR := 1.25$	//Factor de confiabilidad (confiabilidad de 0.999, una falla en 1000) [ref. 7, pág. 396, tabla 9-8]//	
$CH := 1$	//Factor por relación de durezas (CH = 1 debido a que los engranes son del mismo material, además de que son cementados)//	
$Pd := Pdn \cdot \cos(\psi)$	$Pd = 6.344 \frac{1}{in}$	//Paso diametral transversal//
$Px := \frac{\pi}{Pd \cdot \tan(\psi)}$	$Px = 1.062 \text{ in}$	//Paso axial//
$\phi_t := \text{atan}\left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)}\right)$	$\phi_t = 21.88^\circ$	//Ángulo de presión transversal//
$De := \frac{Ne}{Pd}$	$De = 2.837 \text{ in}$	//Diámetro de paso del engrane del motor eléctrico//
$F := 2.00104 \cdot Px$	$F = 2.125 \text{ in}$	//Ancho de cara//
$vt := \omega_e \cdot \frac{De}{2}$	$vt = 4456.754 \frac{ft}{min}$	//Velocidad de línea de paso//
$Wte := \frac{Pme}{vt}$	$Wte = 444.27 \text{ lbf}$	//Carga tangencial del eME//

Para el cálculo del número de dientes del engrane que va a recibir las potencias del motor CI y del motor eléctrico realice las siguientes operaciones:

$$VRe := \frac{\omega_e}{\omega_h} \quad VRe = 1.071 \quad //\text{Relación de velocidad} //$$

$$Nh := Ne \cdot VRe \quad Nh = 19.286$$

$$Nhe := \text{round}(Nh) = 19 \quad //\text{Número de dientes del engrane híbrido (número entero)} //$$

Utilice datos de tablas y gráficos para la obtención del esfuerzo flexionante en el engrane del motor eléctrico:

$$je := 0.38335 \quad //\text{Factor de geometría [ref. 7, pág. 457, fig. 10-6]} //$$

$$Koe := 1.25 \quad //\text{Factor de sobrecarga [ref. 7, pág. 389, tabla 9-5]} //$$

$$Kse := 1 \quad //\text{Factor de tamaño [ref. 7, pág. 389, tabla 9-6]} //$$

$$\frac{F}{De} = 0.749$$

$$Cpfe := 0.59197972 \quad //\text{Factor de proporción del engrane del ME, formula: } Cpfe = (F/10Dp) - 0.0375 + 0.0125F \text{ [ref. 7, pág. 391, fig. 9-18]} //$$

$$Cmae := 0.094282 \quad //\text{Factor de alineamiento de engranado, formula: } Cmae = 0.0675 + (0.0128F) - (0.926 \times 10^{-4})(F^2) \text{ [ref. 7, pág. 391, fig. 9-18]} //$$

$$Kme := 1 + Cpfe + Cmae = 1.686 \quad //\text{Factor de distribución de carga} //$$

$$KBe := 1 \quad //\text{Factor de espesor de orilla} //$$

Para obtener el factor dinámico:

$$B := \frac{(12 - Qv)^{0.667}}{4} = 0.25$$

$$A := 50 + 56 \cdot (1 - B) = 92$$

$$f := 1 \frac{s}{m}$$

$$vt_v := vt \cdot f = 22.64$$

$$Kve := \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot vt_v}}{A} \right)^B = 1.147 \quad //\text{Factor dinámico} //$$

$$Ste := \frac{Wte \cdot Pd}{F \cdot je} \cdot Koe \cdot Kse \cdot Kme \cdot KBe \cdot Kve$$

$$Ste = 8.366 \text{ ksi} \quad //\text{Esfuerzo flexionante del eME} //$$

Utilice datos de tablas y gráficos para la obtención del coeficiente elástico (C_p) y el factor de geometría (I) para el esfuerzo de contacto del engrane del motor eléctrico, los demás factores son los mismos utilizados para el esfuerzo flexionante:

$$C_p := 2300 \left(\frac{lb_f}{in^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad // \text{Coeficiente elástico [ref. 7, pág. 400, tabla 9-9]} //$$

$$I := 0.133 \quad // \text{Factor de geometría [ref. 7, pág. 459, tabla 10-1]} //$$

$$S_{ce} := C_p \cdot \sqrt{\frac{W_{te} \cdot K_{oe} \cdot K_{se} \cdot K_{me} \cdot K_{ve}}{F \cdot D_e \cdot I}}$$

$$S_{ce} = 84.181 \text{ ksi} \quad // \text{Esfuerzo de contacto del eME} //$$

Como se puede observar el esfuerzo de contacto es mayor que el esfuerzo flexionante, por lo tanto el esfuerzo de contacto es el que gobernó en este caso.

Obtuve el número de ciclos de carga (N_c) y el factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo (Z_n) para calcular el esfuerzo de contacto admisible (S_{ac}):

$$N_{ce} := L \cdot \omega_e \cdot q \quad N_{ce} = 3.6 \cdot 10^9 \quad // \text{Número de ciclos de carga esperado} //$$

$$Z_{ne} := 1.4488 N_{ce}^{-0.023} \quad Z_{ne} = 0.873 \quad // \text{Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo} //$$

$$S_{ace} := \frac{K_R \cdot S_F}{Z_{ne} \cdot C_H} \cdot S_{ce} \quad S_{ace} = 132.527 \text{ ksi} \quad // \text{Esfuerzo de contacto admisible del eME} //$$

De acuerdo con la tabla 9-3 [ref. 7, pág. 381], propuse un acero grado 1, cementado **AISI 4320 SOQT 450**; dureza interior de 415 HB, dureza cementada 59 HCR y número de esfuerzo de contacto admisible de **180 ksi** el cual es mayor que el esfuerzo de contacto admisible para el engrane del motor eléctrico calculado.

Propiedades de los dientes:

Engrane del motor eléctrico:

$$p := \frac{\pi}{P_d} \quad p = 0.4952 \text{ in} \quad // \text{Paso circular} //$$

$$a := \frac{1}{P_d} \quad a = 0.1576 \text{ in} \quad // \text{Addendum} //$$

$$b := \frac{1.25}{P_d} \quad b = 0.197 \text{ in} \quad // \text{Dedendum} //$$

$c := \frac{0.25}{Pd}$	$c = 0.0394 \text{ in}$	//Holgura//
$ht := a + b$	$ht = 0.3547 \text{ in}$	//Altura total//
$hk := 2 \cdot a$	$hk = 0.3153 \text{ in}$	//Profundidad de trabajo//
$t := \frac{\pi}{2 \cdot Pd}$	$t = 0.2476 \text{ in}$	//Espesor del diente//
$C := \frac{Nci + Nhe}{2 \cdot Pd}$	$C = 3.0737 \text{ in}$	//Distancia entre centros//
$De = 2.8373 \text{ in}$		//Diámetro de paso//
$Doe := \frac{Ne + 2}{Pd}$	$Doe = 3.1525 \text{ in}$	//Diámetro exterior//
$DRe := De - 2 \cdot b$	$DRe = 2.4432 \text{ in}$	//Diámetro de raíz//
$Dbc := De \cdot \cos(\phi_n)$	$Dbc = 2.6661 \text{ in}$	//Diámetro del círculo base//

EJE DE SALIDA HÍBRIDO

Propuse el material **AISI 1040 OQT 400** (acero puro al carbón con 40% de carbono, templado en aceite a 400 °F) para el eje con las siguientes propiedades [ref. 7, apéndice 3]:

$S_{ue} := 113 \text{ ksi}$ //Resistencia a la tensión para eje//
 $S_{ye} := 87 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fluencia para eje//
 $\text{elongación} := 19\%$ //Porcentaje de elongación (buena ductilidad)//
 $S_{ne} := 41.5 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fatiga para eje//

Datos:

$P_{te} := P_{nci} + P_{me}$ $P_{te} = 105.6 \text{ hp}$ //Potencia total en eje de salida//

$\omega_h = 5600 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de salida [ref. 18]//
 $C_s := 0.81$ //Factor por tamaño estimado [ref. 7, pág. 175, fig. 5-9]//
 $CR := 0.75$ //Factor de confiabilidad (confiabilidad de 0.999) [ref. 7, pág. 175, tabla 5-1]//
 $N_d := 2$ //Factor de diseño//

$W_{tt} := W_{tci} + W_{te}$ $W_{tt} = 794.901 \text{ lbf}$ //Carga tangencial total en eje de salida//
 $dh := 2.5 \text{ in}$ //Distancia de rodamiento a engrane en eje de salida//

Calcule la resistencia a la fatiga modificada:

$S'_{nh} := S_{ne} \cdot C_s \cdot CR$ $S'_{nh} = 25.211 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fatiga modificada//

$T_h := \frac{P_{te}}{\omega_h}$ $T_h = 1188.478 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ //Par torsional en eje de salida//

Para obtener los diámetros del eje fue necesario calcular el momento flexionante máximo producido por cargas radiales y tangenciales como se muestra:

Cargas radiales:

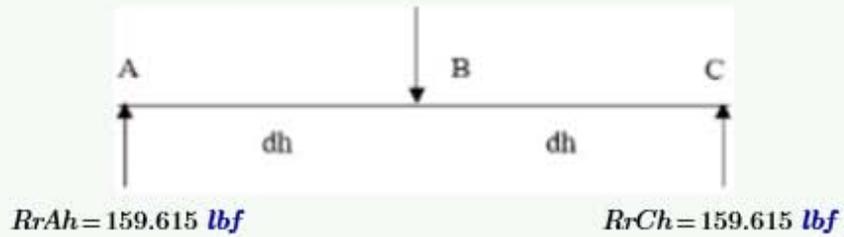
$W_{rh} := W_{tt} \cdot \frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)}$ //Carga radial//

$R_{rAh} := \frac{W_{rh}}{2}$ //Fuerza de reacción radial en el punto A//

$R_{rCh} := \frac{W_{rh}}{2}$ //Fuerza de reacción radial en el punto C//

$$Wr_h = 319.23 \text{ lbf}$$

Diagrama de carga



$$VrAh := RrAh$$

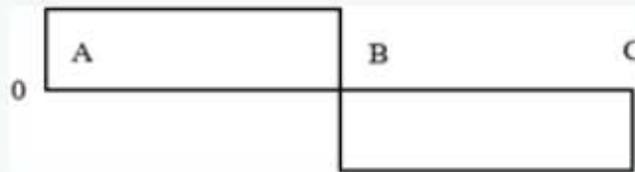
// Fuerza cortante radial en el punto A //

$$VrCh := VrAh - Wr_h$$

// Fuerza cortante radial en el punto C //

$$VrAh = 159.615 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante



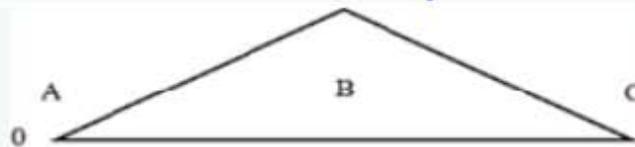
$$VrCh = -159.615 \text{ lbf}$$

$$MrBh := VrAh \cdot dh$$

// Momento flexionante radial en el punto B //

$$MrBh = 399.037 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Cargas tangenciales:

$$RtAh := \frac{W_{tt}}{2}$$

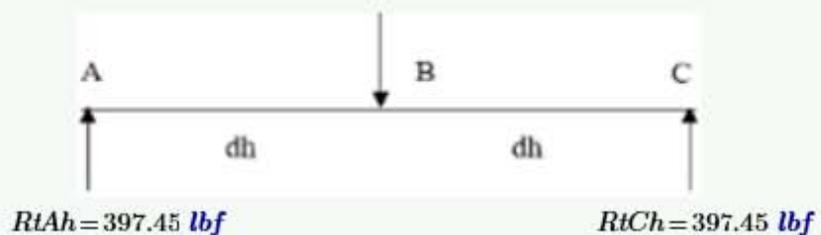
// Fuerza de reacción tangencial en el punto A //

$$RtCh := \frac{W_{tt}}{2}$$

// Fuerza de reacción tangencial en el punto C //

$$W_{tt} = 794.901 \text{ lbf}$$

Diagrama de carga



$$VtAh := RtAh$$

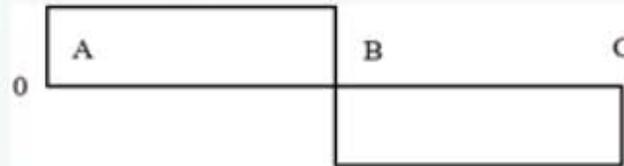
//Fuerza cortante tangencial en el punto A//

$$VtCh := VtAh - Wtt$$

//Fuerza cortante tangencial en el punto C//

$$VtAh = 397.45 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante



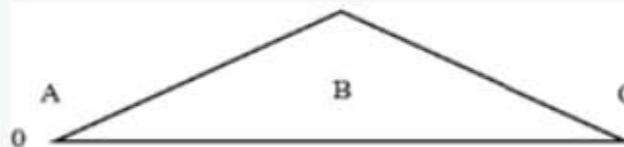
$$VtCh = -397.45 \text{ lbf}$$

$$MtBh := VtAh \cdot dh$$

//Momento flexionante tangencial en el punto B//

$$MtBh = 993.626 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Para el diámetro del punto A y C, donde se encuentran los rodamientos no hay momentos torsionales ni flexionantes, pero si hay fuerzas cortantes debido a la reacción radial y tangencial sobre estos puntos. Entonces:

$$VAh := \sqrt{VrAh^2 + VtAh^2}$$

$$VAh = 428.303 \text{ lbf}$$

//Fuerza cortante total en A//

$$VCh := \sqrt{VrCh^2 + VtCh^2}$$

$$VCh = 428.303 \text{ lbf}$$

//Fuerza cortante total en C//

En el escalón de los rodamientos en A y C propuse un chaflán agudo con el siguiente factor de diseño:

$$Kta := 2.5$$

//Factor de chaflán agudo [ref. 7, pág. 542]//

$$DAh := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VAh \cdot Nd}{S'nh}}$$

$$DAh = 0.5 \text{ in}$$

//Diámetro del eje en el punto A//

$$DCh := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VCh \cdot Nd}{S'nh}}$$

$$DCh = 0.5 \text{ in}$$

//Diámetro del eje en el punto C//

En el punto B, donde se encuentra el engrane de salida, estan actuando momentos flexionantes y torsionales, por lo que deben ser considerados para el cálculo del diámetro en este punto, además de que existe un cuñero de perfil, pero considere el factor de diseño por ranura de anillo de retención ($Ktra$) que toma en cuenta los radios de los chaflanes bastante agudos de dicha ranura.

$Ktp := 2$ //Factor de cuñero de perfil [ref. 7, pág. 541]//
 $Ktra := 3$ //Factor de ranura para anillo de retención [ref. 7, pág. 543]//

$$MBh := \sqrt{MrBh^2 + MtBh^2}$$

$MBh = 1070.758 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ //Momento flexionante total en el punto B//

$$DBh := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Nd}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Ktra \cdot MBh}{S'nh}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Th}{Sye}\right)^2}}$$

$DBh = 1.376 \text{ in}$ //Diámetro en el punto B//

Debido a que el diámetro calculado (DBh) es el diámetro para la base de la ranura del anillo de retención se debe aumentar dicho diámetro utilizando un factor por ranura (fra).

$fra := 1.06$ //Factor por ranura, aumento del 6% [ref. 7, pág. 543]//

$$DBhm := fra \cdot DBh$$

$DBhm = 1.459 \text{ in}$ //Diámetro modificado del eje de salida en el punto B//

SELECCION DE RODAMIENTOS

En esta sección realice la selección de los rodamientos para el eje de salida, donde tome en cuenta cargas combinadas, es decir, cargas radiales y de empuje. Los rodamientos los obtuve de un catalogo del fabricante mostrado en la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607-609], dichos rodamientos son de una hilera de bolas y de ranura profunda, dicha ranura soporta muy bien las cargas de empuje.

Datos:

$Rh := RrAh = 159.615 \text{ lbf}$ //Carga radial en rodamiento//
 $Wts := Wte = 444.27 \text{ lbf}$ //Fuerza tangencial en el eje de salida//
 $\psi = 25^\circ$ //Ángulo de hélice//
 $\omega h = 5600 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de salida [ref. 18]//
 $L = 5000 \text{ hr}$ //Vida de diseño [ref. 7, pág. 612, tabla 14-4]//
 $Dhmin := DAh = 0.5 \text{ in}$ //Diámetro mínimo de eje en punto A y C//
 $Yi := 1.5$ //Factor de empuje supuesto [ref. 7, pág. 615]//
 $X := 0.56$ //Factor radial [ref. 7, pág. 614]//
 $Vr := 1$ //Factor por rotación [ref. 7, pág. 613]//
 $fNh := 0.181$ //Factor por velocidad [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//
 $fL := 2.15$ //Factor por duración [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//

Calcule parámetros para la selección de los rodamientos en el punto A y C. Pero realice varias iteraciones hasta encontrar el rodamiento ideal.

$$W_{xh} := W_{ts} \cdot \tan(\psi) \quad W_{xh} = 207.166 \text{ lbf} \quad // \text{Carga axial} //$$

Iteración 1:

$$P_{eqh1} := V_r \cdot X \cdot R_h + Y_i \cdot W_{xh} \quad P_{eqh1} = 400.134 \text{ lbf} \quad // \text{Carga equivalente} //$$

$$C_{dh1} := \frac{P_{eqh1} \cdot fL}{fN_h} \quad C_{dh1} = 4752.97 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Para la carga básica requerida que calcule se puede usar el rodamiento #6208 de la Tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607] con los siguientes datos:

$$C_{Dh1} := 5050 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento} //$$

$$C_{oh1} := 3650 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga estática del rodamiento} //$$

Debido a que $C_{Dh1} > C_{dh1}$ recalculé la carga equivalente con las nuevas capacidades de carga como sigue:

$$\frac{W_{xh}}{C_{oh1}} = 0.057$$

$$e_{fh1} := 0.25857 \quad // \text{Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]} //$$

$$\frac{W_{xh}}{R_h} = 1.298$$

Debido a que $(W_{xh}/R_h) > e_{fh1}$ se obtiene (Y1) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$$Y_1 := 1.72143 \quad // \text{Factor de empuje} //$$

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y1) calculado

Iteración 2:

$$P_{eqh2} := V_r \cdot X \cdot R_h + Y_1 \cdot W_{xh} \quad P_{eqh2} = 446.007 \text{ lbf} \quad // \text{Carga equivalente} //$$

recalculé la capacidad básica de carga dinámica requerida (C_{dh2}):

$$C_{dh2} := \frac{P_{eqh2} \cdot fL}{fN_h} \quad C_{dh2} = 5297.868 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Debido a que el rodamiento #6208 no cumplió con las condiciones de carga se busca otro rodamiento que si cumple. Propuse el rodamiento #6307 de la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 608] con los siguientes datos:

$CDh2 := 5800 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento//
 $Coh2 := 4050 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga estática del rodamiento//

$$\frac{Wxh}{Coh2} = 0.051$$

$efh2 := 0.25286$ //Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]//

$$\frac{Wxh}{Rh} = 1.298$$

Debido a que $(Wxh/Rh) > efh2$ obtuve (Y2) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$Y2 := 1.75848$ //Factor de empuje//

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y2) calculado

Iteración 3:

$Peqh3 := Vr \cdot X \cdot Rh + Y2 \cdot Wxh$ $Peqh3 = 453.682 \text{ lbf}$ //Carga equivalente//

Recalcule la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cdh3):

$$Cdh3 := \frac{Peqh3 \cdot fL}{fNh}$$

$Cdh3 = 5389.041 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga dinámica requerida//

Como se observa la capacidad básica de carga dinámica del rodamiento #6307 sigue siendo mayor que la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cdh3); por lo tanto, el rodamiento #6307 es el que propuse para el eje de salida.

Dimensiones de rodamiento #6307 [ref. 7, pág. 608, tabla 14-3]

$Diámetro_interior := 1.378 \text{ in}$

$Diámetro_exterior := 3.1496 \text{ in}$

$Ancho := 0.8268 \text{ in}$

$Chaftán := 0.059 \text{ in}$

$$Chaftán_agudo_eje := \frac{Chaftán}{2} = 0.03 \text{ in}$$

$Chaftán_redondeado_eje := 0.15$

//[ref. 7, apéndice 15, fig. A15-1]//

$DBhr := 1.688 \text{ in}$

//Diámetro real del eje en el punto B//

$Diámetro_escalón_caja := 2.795 \text{ in}$

$Diámetro_escalón_engrane := DBhr + 0.5 \text{ in} = 2.188 \text{ in}$

Como se observa el diámetro del eje de salida en el punto B finalmente es 1.688 pulgadas debido a que el diámetro interior del rodamiento #6307 es de 1.378 pulgadas y es preferible tener un escalón de 1.688 pulgadas que soporte la pista interior de dicho rodamiento.

DISEÑO DE CUÑA Y CUÑERO

En esta sección realice el diseño de la cuña y el cuñero en donde se va a montar el engrane de salida.

Datos:

$$DBhr = 1.688 \text{ in} \quad // \text{Diámetro real del eje de salida en el punto B} //$$

$$Th = 1188.478 \text{ lbf} \cdot \text{in} \quad // \text{Par torsional del eje de salida} //$$

$$F = 2.125 \text{ in} \quad // \text{Ancho de cara del engrane} //$$

Para el diseño de la cuña escogí el acero **AISI 1020 Estirado en frío** [ref. 7, apéndice 3]; su resistencia a la fluencia es menor que la del material del engrane y del eje, por lo cual use la ecuación de longitud mínima (Lh) descrita más adelante.

$$Syc := 51 \text{ ksi} \quad // \text{Resistencia a la fluencia para material de cuña} //$$

$$Ndc := 3 \quad // \text{Factor de diseño de cuña para aplicaciones industriales típicas} //$$

De la tabla 11-1 [ref. 7, pág. 495] obtuve la dimensión estándar (wh) de la cuña para el diámetro del eje en el punto B. la cuña es de sección transversal cuadrada y paralela.

$$wh := 0.375 \text{ in} \quad // \text{Ancho de cuña cuadrada} //$$

$$Lh := \frac{4 \cdot Th \cdot Ndc}{DBhr \cdot wh \cdot Syc} \quad Lh = 0.442 \text{ in} \quad // \text{Longitud mínima} //$$

$$Lhp := 0.75 \text{ in} \quad // \text{Longitud mínima propuesta de cuña cuñero} //$$

Para el cuñero:

$$Cc := 0.005 \text{ in} \quad // \text{Margen de holgura para cuñas paralelas [ref. 7, pág. 496, fig. 11-2]} //$$

$$pch := \frac{wh}{2} \quad pch = 0.1875 \text{ in} \quad // \text{Profundidad de cuñero} //$$

$$Yh := \frac{DBhr - \sqrt{DBhr^2 - wh^2}}{2}$$

$$Yh = 0.021 \text{ in} \quad // \text{Altura de cuerda} //$$

$$Sh := DBhr - Yh - pch$$

$$Sh = 1.479 \text{ in} \quad // \text{Distancia de la base del cuñero al extremo del eje} //$$

$$pceh := DBhr - Yh + pch + Cc$$

$$pceh = 1.859 \text{ in} \quad // \text{Profundidad de cuñero en engrane más diámetro de eje} //$$

EJE DE ENTRADA DEL MOTOR CI

Propuse el material **AISI 1040 OQT 400** (acero puro al carbón con 40% de carbono, templado en aceite a 400 °F) para el eje con las siguientes propiedades [ref. 7, apéndice 3]:

$Sue := 113 \text{ ksi}$ //Resistencia a la tensión para eje//
 $Sye := 87 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fluencia para eje//
 $elongación := 19\%$ //Porcentaje de elongación (buena ductilidad)//
 $Sne := 41.5 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fatiga para eje//

Datos:

$Pnci = 45.6 \text{ hp}$ //Potencia de entrada [ref. 19, pág. 9, tabla 1]//
 $\omega ci = 5200 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de entrada MCI [ref. 19, pág. 9, tabla 1]//
 $Cs := 0.81$ //Factor por tamaño estimado [ref. 7, pág. 175, fig. 5-9]//
 $CR := 0.75$ //Factor de confiabilidad (confiabilidad de 0.999) [ref. 7, pág. 175, tabla 5-1]//
 $Nd := 2$ //Factor de diseño//
 $Wtci = 350.631 \text{ lbf}$ //Carga tangencial de entrada//
 $dci := 3.5 \text{ in}$ //Distancia de rodamiento a engrane en eje de entrada//

Calcule la resistencia a la fatiga modificada:

$S'nci := Sne \cdot Cs \cdot CR$ $S'nci = 25.211 \text{ ksi}$ //Resistencia a la fatiga modificada//

$Tci := \frac{Pnci}{\omega ci}$ $Tci = 552.684 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ //Par torsional del eje de entrada//

Para obtener los diámetros del eje fue necesario calcular el momento flexionante máximo producido por cargas radiales y tangenciales como se muestra:

Cargas radiales:

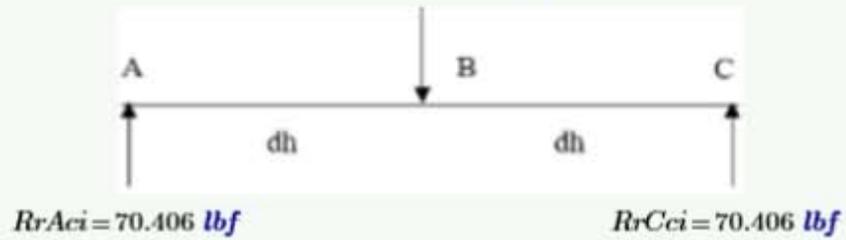
$Wrci := Wtci \cdot \frac{\tan(\phi n)}{\cos(\psi)}$ //Carga radial//

$RrAci := \frac{Wrci}{2}$ //Fuerza de reacción radial en el punto A//

$RrCci := \frac{Wrci}{2}$ //Fuerza de reacción radial en el punto C//

$$Wrci = 140.812 \text{ lbf}$$

Diagrama de carga



$$VrAci := RrAci$$

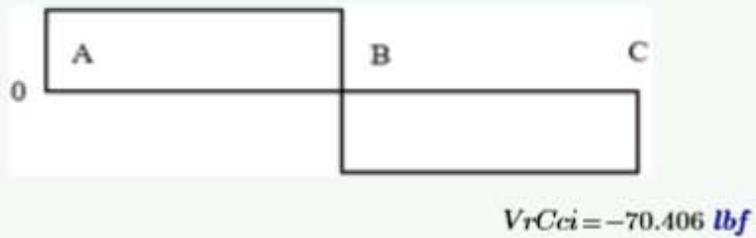
// Fuerza cortante radial en el punto A //

$$VrCci := VrAci - Wrci$$

// Fuerza cortante radial en el punto C //

$$VrAci = 70.406 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante

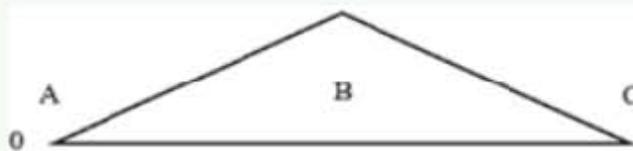


$$MrBci := VrAci \cdot dci$$

// Momento flexionante radial en el punto B //

$$MrBci = 246.422 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Cargas tangenciales:

$$RtAci := \frac{Wtci}{2}$$

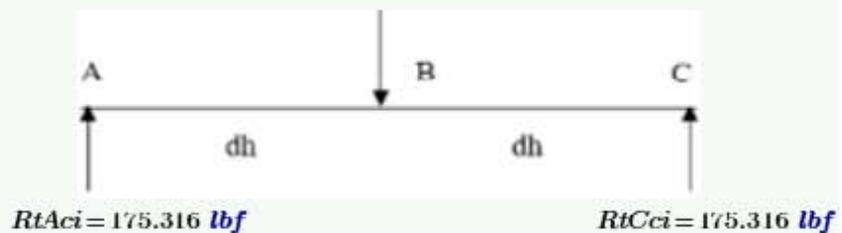
// Fuerza de reacción tangencial en el punto A //

$$RtCci := \frac{Wtci}{2}$$

// Fuerza de reacción tangencial en el punto C //

$$Wtci = 350.631 \text{ lbf}$$

Diagrama de carga



$$VtAci := RtAci$$

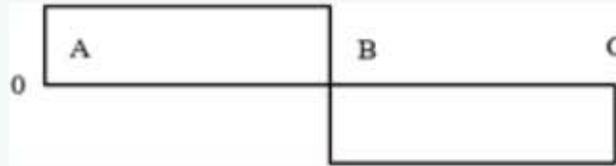
// Fuerza cortante tangencial en el punto A //

$$VtCci := VtAci - Wtci$$

// Fuerza cortante tangencial en el punto C //

$$VtAci = 175.316 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante



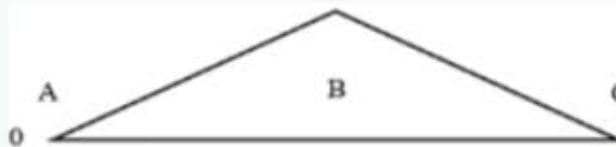
$$VtCci = -175.316 \text{ lbf}$$

$$MtBci := VtAci \cdot dci$$

// Momento flexionante tangencial en el punto B //

$$MtBci = 613.605 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Para el diámetro del punto A y C, donde se encuentran los rodamientos, no hay momentos torsionales ni flexionantes, pero si hay fuerzas cortantes debido a la reacción radial y tangencial sobre estos puntos. Entonces:

$$VAci := \sqrt{VrAci^2 + VtAci^2}$$

$$VAci = 188.925 \text{ lbf}$$

// Fuerza cortante total en A //

$$VCci := \sqrt{VrCci^2 + VtCci^2}$$

$$VCci = 188.925 \text{ lbf}$$

// Fuerza cortante total en C //

En el escalón de los rodamientos en A y C propuse un chaflán agudo con el siguiente factor de diseño:

$$Kta := 2.5$$

// Factor de chaflán agudo [ref. 7, pág. 542] //

$$DAci := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VAci \cdot Nd}{S'nci}}$$

$$DAci = 0.332 \text{ in}$$

// Diámetro del eje en el punto A //

$$DCci := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VCci \cdot Nd}{S'nci}}$$

$$DCci = 0.332 \text{ in}$$

// Diámetro del eje en el punto C //

En el punto B, donde se encuentra el engrane de entrada del motor CI, estan actuando momentos flexionantes y torsionales, por lo que deben ser considerados para el calculo del diámetro en este punto, además de que existe un cuñero de perfil, pero se considera el factor de diseño por ranura de anillo de retención (Ktra) que toma en cuenta los radios de los chaflanes bastante agudos de dicha ranura.

$Ktp := 2$ //Factor de cuñero de perfil [ref. 7, pág. 541]//
 $Ktra := 3$ //Factor de ranura para anillo de retención [ref. 7, pág. 543]//

$$MBci := \sqrt{MrBci^2 + MtBci^2}$$

$MBci = 661.237 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ //Momento flexionante total en el punto B//

$$DBci := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Nd}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Ktra \cdot MBci}{S'nci}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Tci}{Sye}\right)^2}}$$

$DBci = 1.171 \text{ in}$ //Diámetro en el punto B//

Debido a que el diámetro calculado (DBh) es el diámetro para la base de la ranura del anillo de retención se debe aumentar dicho diámetro utilizando un factor por ranura (fra).

$fra := 1.06$ //Factor por ranura, aumento del 6% [ref. 7, pág. 543]//

$$DBcim := fra \cdot DBci$$

$DBcim = 1.242 \text{ in}$ //Diámetro modificado del eje de salida en el punto B//

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En esta sección realice la selección de los rodamientos para el eje de entrada del motor CI, donde tome en cuenta cargas combinadas, es decir, cargas radiales y de empuje. Los rodamientos los obtuve de un catálogo del fabricante mostrado en la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607-609], dichos rodamientos son de una hilera de bolas y de ranura profunda, dicha ranura soporta muy bien las cargas de empuje.

Datos:

$Rci := RrAci = 70.406 \text{ lbf}$ //Carga radial en rodamiento//
 $Wtci = 350.631 \text{ lbf}$ //Fuerza tangencial en el eje de entrada//
 $\psi = 25^\circ$ //Ángulo de hélice//
 $\omega ci = 5200 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de entrada [ref. 19, pág. 9, tabla 1]//
 $L = 5000 \text{ hr}$ //Vida de diseño [ref. 7, pág. 612, tabla 14-4]//
 $Dcimin := DAci = 0.332 \text{ in}$ //Diámetro mínimo de eje en punto A y C//
 $Yi = 1.5$ //Factor de empuje supuesto [ref. 7, pág. 615]//
 $X = 0.56$ //Factor radial [ref. 7, pág. 614]//
 $VR = 1$ //Factor por rotación [ref. 7, pág. 613]//
 $fNci = 0.187$ //Factor por velocidad [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//
 $fL = 2.15$ //Factor por duración [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//

Calcule parámetros para la selección de los rodamientos en el punto A y C. Pero realice varias iteraciones hasta encontrar el rodamiento ideal.

$$W_{xci} := W_{tci} \cdot \tan(\psi) \quad W_{xci} = 163.502 \text{ lbf} \quad //\text{Carga axial} //$$

Iteración 1:

$$P_{eqci1} := V_r \cdot X \cdot R_{ci} + Y_i \cdot W_{xci} \quad P_{eqci1} = 284.68 \text{ lbf} \quad //\text{Carga equivalente} //$$

$$C_{dci1} := \frac{P_{eqci1} \cdot fL}{fN_{ci}} \quad C_{dci1} = 3273.064 \text{ lbf} \quad //\text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Para la carga básica requerida que se calculo se puede usar el rodamiento #6206 de la Tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607] con los siguientes datos:

$$C_{Dci1} := 3350 \text{ lbf} \quad //\text{Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento} //$$

$$C_{oci1} := 2320 \text{ lbf} \quad //\text{Capacidad básica de carga estática del rodamiento} //$$

Debido a que $C_{Dci1} > C_{dci1}$ se recalcula la carga equivalente con las nuevas capacidades de carga como sigue:

$$\frac{W_{xci}}{C_{oci1}} = 0.07$$

$$e_{fc1} := 0.27029 \quad //\text{Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]} //$$

$$\frac{W_{xci}}{R_{ci}} = 2.322$$

Debido a que $(W_{xci}/R_{ci}) > e_{fc1}$ obtuve (Y1) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$$Y_1 := 1.6277 \quad //\text{Factor de empuje} //$$

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y1) calculado

Iteración 2:

$$P_{eqci2} := V_r \cdot X \cdot R_{ci} + Y_1 \cdot W_{xci} \quad P_{eqci2} = 305.56 \text{ lbf} \quad //\text{Carga equivalente} //$$

Recalcula la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cdc2):

$$C_{dci2} := \frac{P_{eqci2} \cdot fL}{fN_{ci}} \quad C_{dci2} = 3513.119 \text{ lbf} \quad //\text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Debido a que el rodamiento #6206 no cumplió con las condiciones de carga se busca otro rodamiento que si cumple. Propuse el rodamiento #6305 de la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 608] con los siguientes datos:

$CDci2 := 3550 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento
 $Coci2 := 2370 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga estática del rodamiento//

$$\frac{Wxci}{Coci2} = 0.069$$

$efci2 := 0.26928$ //Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]//

$$\frac{Wxci}{Rci} = 2.322$$

Debido a que $(Wxci/Rci) > efci2$ obtuve (Y2) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$Y2 := 1.63577$ //Factor de empuje//

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y2) calculado

Iteración 3:

$Peqci3 := Vr \cdot X \cdot Rci + Y2 \cdot Wxci$ $Peqci3 = 306.879 \text{ lbf}$ //Carga equivalente//

Recalcule la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cdh3):

$$Cdc3 := \frac{Peqci3 \cdot fL}{fNci} \quad Cdc3 = 3528.29 \text{ lbf} \quad //Capacidad básica de carga dinámica requerida//$$

Como se observa la capacidad básica de carga dinámica del rodamiento #6305 sigue siendo mayor que la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cdc3); por lo tanto, el rodamiento #6305 es el que propuse para el eje de entrada del motor CI.

Dimensiones de rodamiento #6305 [ref. 7, pág. 608, tabla 14-3]

$Diámetro_interior := 0.9843 \text{ in}$

$Diámetro_exterior := 2.4409 \text{ in}$

$Ancho := 0.6693 \text{ in}$

$Chaftón := 0.039 \text{ in}$

$$Chaftón_agudo_eje := \frac{Chaftón}{2} = 0.02 \text{ in}$$

$Chaftón_redondeado_eje := 0.16$

//[ref. 7, apéndice 15, fig. A15-1]//

$DBcir := 1.25 \text{ in}$

//Diámetro real del eje en el punto B//

$Diámetro_escalón_caja := 2.165 \text{ in}$

$Diámetro_escalón_engrane := DBcir + 0.5 \text{ in} = 1.75 \text{ in}$

Como se observa el diámetro del eje de entrada en el punto B finalmente es 1.25 pulgadas debido a que el diámetro interior del rodamiento #6305 es de 0.9843 pulgadas y es preferible tener un escalón de 1.22 pulgadas para que soporte la pista interior de dicho rodamiento, pero en base a los cálculos del eje el diámetro debe ser de 1.242 pulgadas para que soporte las cargas, entonces lo deje en 1.25 pulgadas.

DISEÑO DE CUÑA Y CUÑERO

En esta sección realice el diseño de la cuña y el cuñero en donde se va a montar el engrane de entrada del motor CI.

Datos:

$$DB_{cir} = 1.25 \text{ in} \quad // \text{Diámetro real del eje de entrada en el punto B} //$$

$$T_{ci} = 552.684 \text{ lbf} \cdot \text{in} \quad // \text{Par torsional del eje de entrada} //$$

$$F = 2.125 \text{ in} \quad // \text{Ancho de cara del engrane} //$$

Para el diseño de la cuña escogí el acero **AISI 1020 Estirado en frío** [ref. 7, apéndice 3]; su resistencia a la fluencia es menor que la del material del engrane y del eje, por lo que use la ecuación de longitud mínima (L_{ci}) descrita más adelante.

$$S_{yc} = 51 \text{ ksi} \quad // \text{Resistencia a la fluencia para material de cuña} //$$

$$N_{dc} = 3 \quad // \text{Factor de diseño de cuña para aplicaciones industriales típicas} //$$

De la tabla 11-1 [ref. 7, pág. 495] obtuve la dimensión estándar (w_{ci}) de la cuña par el diámetro del eje en en el punto B. la cuña es de sección transversal cuadrada y paralela.

$$w_{ci} = 0.25 \text{ in} \quad // \text{Ancho de cuña cuadrada} //$$

$$L_{ci} := \frac{4 \cdot T_{ci} \cdot N_{dc}}{DB_{cir} \cdot w_{ci} \cdot S_{yc}} \quad L_{ci} = 0.416 \text{ in} \quad // \text{Longitud mínima} //$$

$$L_{cip} = 0.75 \text{ in} \quad // \text{Longitud mínima propuesta de cuña y cuñero} //$$

Para el cuñero:

$$C_c = 0.005 \text{ in} \quad // \text{Margen de holgura para cuñas paralelas [ref. 7, pág. 496, fig. 11-2]} //$$

$$p_{cci} := \frac{w_{ci}}{2} \quad p_{cci} = 0.125 \text{ in} \quad // \text{Profundidad de cuñero} //$$

$$Y_{ci} := \frac{DB_{cir} - \sqrt{DB_{cir}^2 - w_{ci}^2}}{2}$$

$$Y_{ci} = 0.013 \text{ in} \quad // \text{Altura de cuerda} //$$

$$S_{ci} := DB_{cir} - Y_{ci} - p_{cci}$$

$$S_{ci} = 1.112 \text{ in} \quad // \text{Distancia de la base del cuñero al extremo del eje} //$$

$$p_{ceci} := DB_{cir} - Y_{ci} + p_{cci} + C_c$$

$$p_{ceci} = 1.367 \text{ in} \quad // \text{Profundidad de cuñero en engrane más diámetro de eje} //$$

EJE DE ENTRADA DEL MOTOR ELÉCTRICO

Propuse el material **AISI 1040 OOT 400** (acero puro al carbón con 40% de carbono, templado en aceite a 400 °F) para el eje con las siguientes propiedades [ref. 7, apéndice 3]:

$S_{ue} := 113 \text{ ksi}$ // Resistencia a la tensión para eje//
 $S_{ye} := 87 \text{ ksi}$ // Resistencia a la fluencia para eje//
 $\text{elongación} := 19\%$ // Porcentaje de elongación (buena ductilidad)//
 $S_{ne} := 41.5 \text{ ksi}$ // Resistencia a la fatiga para eje//

Datos:

$P_{me} = 60 \text{ hp}$ // Potencia de entrada [ref. 21]//
 $\omega_e = 6000 \text{ rpm}$ // Velocidad angular de entrada [ref. 21]//
 $C_s := 0.81$ // Factor por tamaño estimado [ref. 7, pág. 175, fig. 5-9]//
 $CR := 0.75$ // Factor de confiabilidad (confiabilidad de 0.999) [ref. 7, pág. 175, tabla 5-1]//
 $N_d := 2$ // Factor de diseño//
 $W_{te} = 444.27 \text{ lbf}$ // Carga tangencial de entrada//
 $d_e := 3.5 \text{ in}$ // Distancia de rodamiento a engrane en eje de entrada//

Calcule la resistencia a la fatiga modificada:

$S'_{ne} := S_{ne} \cdot C_s \cdot CR$ $S'_{ne} = 25.211 \text{ ksi}$ // Resistencia a la fatiga modificada//

$T_e := \frac{P_{me}}{\omega_e}$ $T_e = 630.254 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ // Par torsional del eje de salida//

Para obtener los diámetros del eje fue necesario calcular el momento flexionante máximo producido por cargas radiales y tangenciales como se muestra:

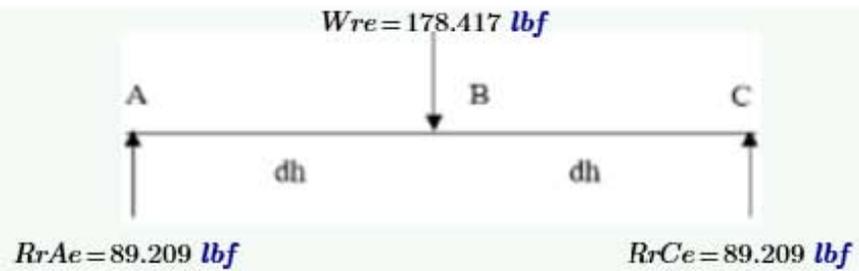
Cargas radiales:

$W_{re} := W_{te} \cdot \frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)}$ // Carga radial//

$R_{rAe} := \frac{W_{re}}{2}$ // Fuerza de reacción radial en el punto A//

$R_{rCe} := \frac{W_{re}}{2}$ // Fuerza de reacción radial en el punto C//

Diagrama de carga



$$V_{rae} := R_{rae}$$

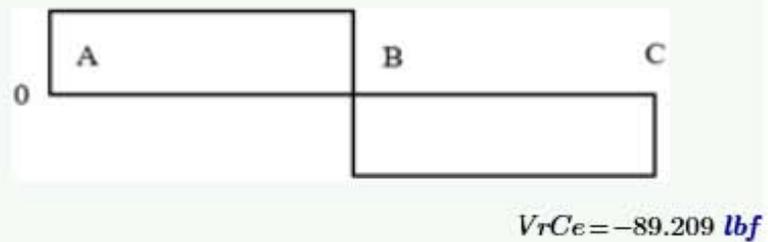
//Fuerza cortante radial en el punto A//

$$V_{rc} := V_{rae} - W_{re}$$

//Fuerza cortante radial en el punto C//

$$V_{rae} = 89.209 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante

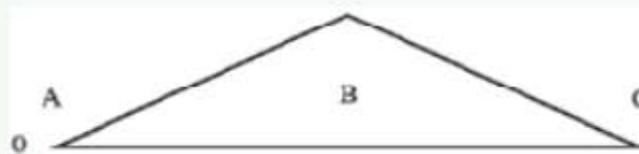


$$M_{rbe} := V_{rae} \cdot d_h$$

//Momento flexionante radial en el punto B//

$$M_{rbe} = 312.23 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Cargas tangenciales:

$$R_{tae} := \frac{W_{te}}{2}$$

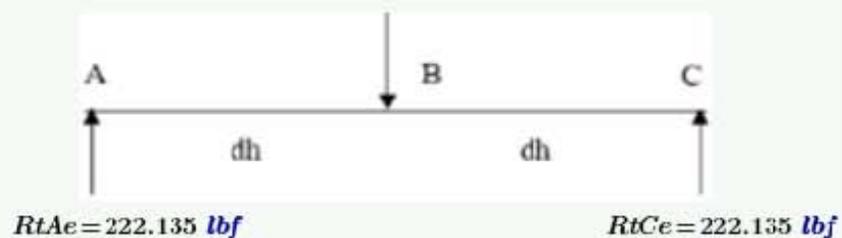
//Fuerza de reacción tangencial en el punto A//

$$R_{tce} := \frac{W_{te}}{2}$$

//Fuerza de reacción tangencial en el punto C//

$$W_{te} = 444.27 \text{ lbf}$$

Diagrama de carga



$$VtAe := RtAe$$

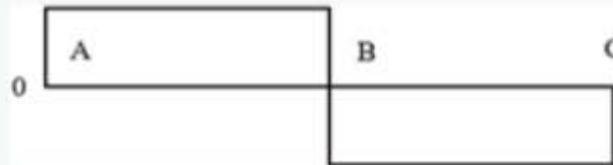
//Fuerza cortante tangencial en el punto A//

$$VtCe := VtAe - Wte$$

//Fuerza cortante tangencial en el punto C//

$$VtAe = 222.135 \text{ lbf}$$

Diagrama de fuerza cortante



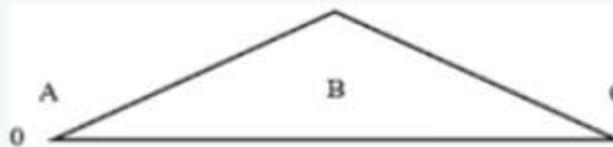
$$VtCe = -222.135 \text{ lbf}$$

//Momento flexionante tangencial en el punto B//

$$MtBe := VtAe \cdot de$$

$$MtBe = 777.472 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

Diagrama de momento flexionante



Para el diámetro del punto A y C, donde se encuentran los rodamientos, no hay momentos torsionales ni flexionantes, pero si hay fuerzas cortantes debido a la reacción radial y tangencial sobre estos puntos. Entonces:

$$VAe := \sqrt{VrAe^2 + VtAe^2}$$

$$VAe = 239.378 \text{ lbf}$$

//Fuerza cortante total en A//

$$VCe := \sqrt{VrCe^2 + VtCe^2}$$

$$VCe = 239.378 \text{ lbf}$$

//Fuerza cortante total en C//

En el escalón de los rodamientos en A y C utilice un chaflán agudo con el siguiente factor de diseño:

$$Kta := 2.5$$

//Factor de chaflán agudo [ref. 7, pág. 542]//

$$DAe := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VAe \cdot Nd}{S'ne}}$$

$$DAe = 0.374 \text{ in}$$

//Diámetro del eje en el punto A//

$$DCe := \sqrt{\frac{2.94 \cdot Kta \cdot VCe \cdot Nd}{S'ne}}$$

$$DCe = 0.374 \text{ in}$$

//Diámetro del eje en el punto C//

En el punto B, donde se encuentra el engrane de entrada del motor eléctrico, están actuando momentos flexionantes y torsionales, por lo que deben ser considerados para el cálculo del diámetro en este punto, además de que existe un cuñero de perfil, pero se considera el factor de diseño por ranura de anillo de retención ($Ktra$) que toma en cuenta los radios de los chaflanes bastante agudos de dicha ranura.

$K_{tp} := 2$ //Factor de cuñero de perfil [ref. 7, pág. 541]//
 $K_{tra} := 3$ //Factor de ranura para anillo de retención [ref. 7, pág. 543]//

$$M_{Be} := \sqrt{M_{rBe}^2 + M_{tBe}^2}$$

$M_{Be} = 837.825 \text{ lbf} \cdot \text{in}$ //Momento flexionante total en el punto B//

$$D_{Be} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot N_d}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{K_{tra} \cdot M_{Be}}{S'_{ne}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_e}{S_{ye}}\right)^2}}$$

$D_{Be} = 1.267 \text{ in}$ //Diámetro en el punto B//

Debido a que el diámetro calculado (D_{Be}) es el diámetro para la base de la ranura del anillo de retención se debe aumentar dicho diámetro utilizando un factor por ranura (fra).

$fra := 1.06$ //Factor por ranura, aumento del 6% [ref. 7, pág. 543]//

$$D_{Bem} := fra \cdot D_{Be}$$

$D_{Bem} = 1.343 \text{ in}$ //Diámetro modificado del eje de entrada en el punto B//

SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

En esta sección realice la selección de los rodamientos para el eje de entrada, donde tome en cuenta cargas combinadas, es decir, cargas radiales y de empuje. Los rodamientos los obtuve de un catálogo del fabricante mostrado en la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607-609], dichos rodamientos son de una hilera de bolas y de ranura profunda, dicha ranura soporta muy bien las cargas de empuje.

Datos:

$R_e := R_r A_e = 89.209 \text{ lbf}$ //Carga radial en rodamiento//
 $W_{te} = 444.27 \text{ lbf}$ //Fuerza tangencial en el eje de entrada//
 $\psi = 25^\circ$ //Ángulo de hélice//
 $\omega_e = 6000 \text{ rpm}$ //Velocidad angular de entrada [ref. 21]//
 $L = 5000 \text{ hr}$ //Vida de diseño [ref. 7, pág. 612, tabla 14-4]//
 $D_{emin} := D_{Ae} = 0.374 \text{ in}$ //Diámetro mínimo de eje en punto A y C//
 $Y_i := 1.5$ //Factor de empuje supuesto [ref. 7, pág. 615]//
 $X := 0.56$ //Factor radial [ref. 7, pág. 614]//
 $V_r := 1$ //Factor por rotación [ref. 7, pág. 613]//
 $f_{Ne} := 0.177$ //Factor por velocidad [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//
 $f_L := 2.15$ //Factor por duración [ref. 7, pág. 612, fig. 14-12]//

Calcule algunos parámetros para la selección de los rodamientos en el punto A y C. Pero realice varias iteraciones hasta encontrar el rodamiento ideal.

$$W_{xe} := W_{te} \cdot \tan(\psi) \quad W_{xh} = 207.166 \text{ lbf} \quad // \text{Carga axial} //$$

Iteración 1:

$$P_{eqe1} := V_r \cdot X \cdot R_e + Y_i \cdot W_{xe} \quad P_{eqe1} = 360.706 \text{ lbf} \quad // \text{Carga equivalente} //$$

$$C_{de1} := \frac{P_{eqe1} \cdot fL}{fN_e} \quad C_{de1} = 4381.46 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Para la carga básica requerida que se calculo se puede usar el rodamiento #6207 de la Tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607] con los siguientes datos:

$$C_{De1} := 4450 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento} //$$

$$C_{oe1} := 3150 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga estática del rodamiento} //$$

Debido a que $C_{De1} > C_{de1}$ recalcule la carga equivalente con las nuevas capacidades de carga como sigue:

$$\frac{W_{xe}}{C_{oe1}} = 0.066$$

$$e_{fe1} := 0.26714 \quad // \text{Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]} //$$

$$\frac{W_{xe}}{R_e} = 2.322$$

Debido a que $(W_{xe}/R_e) > e_{fe1}$ obtuve (Y1) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$$Y_1 := 1.65286 \quad // \text{Factor de empuje} //$$

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y1) calculado

Iteración 2:

$$P_{eqe2} := V_r \cdot X \cdot R_e + Y_1 \cdot W_{xe} \quad P_{eqe2} = 392.374 \text{ lbf} \quad // \text{Carga equivalente} //$$

Recalcule la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cde2):

$$C_{de2} := \frac{P_{eqe2} \cdot fL}{fN_e} \quad C_{de2} = 4766.121 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica requerida} //$$

Debido a que el rodamiento #6207 no cumplió con las condiciones de carga se busca otro rodamiento que si cumple. Propuse el rodamiento #6208 de la tabla 14-3 [ref. 7, pág. 607] con los siguientes datos:

$$C_{De2} := 5050 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento} //$$

$$C_{oe2} := 3650 \text{ lbf} \quad // \text{Capacidad básica de carga estática del rodamiento} //$$

$$\frac{Wxe}{Coe2} = 0.057$$

$e_{fe2} := 0.26071$ //Factor de carga límite de empuje [ref. 7, pág. 614, tabla 14-5]

$$\frac{Wxe}{Re} = 2.322$$

Debido a que $(Wxe/Re) > e_{fe2}$ obtuve (Y2) de la tabla 14-5 [ref. 7, pág. 614]

$Y2 := 1.70429$ //Factor de empuje//

En la siguiente iteración use el factor de empuje (Y2) calculado

Iteración 3:

$Peqe3 := Vr \cdot X \cdot Re + Y2 \cdot Wxe$ $Peqe3 = 403.028 \text{ lbf}$ //Carga equivalente//

Recalcule la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cde3):

$Cde3 := \frac{Peqe3 \cdot fL}{fNe}$ $Cde3 = 4895.541 \text{ lbf}$ //Capacidad básica de carga dinámica requerida//

Como se observa la capacidad básica de carga dinámica del rodamiento #6208 sigue siendo mayor que la capacidad básica de carga dinámica requerida (Cde3); por lo tanto, el rodamiento #6208 es el que propuse para el eje de salida.

Dimensiones de rodamiento #6208 [ref. 7, pág. 607, tabla 14-3]

$Diámetro_interior := 1.5748 \text{ in}$

$Diámetro_exterior := 3.1496 \text{ in}$

$Ancho := 0.7087 \text{ in}$

$Chaflán := 0.039 \text{ in}$

$Chaflán_agudo_eje := \frac{Chaflán}{2} = 0.02 \text{ in}$

$Chaflán_redondeado_eje := 0.15$

//[ref. 7, apéndice 15, fig. A15-1]//

$DBer := 1.75 \text{ in}$

//Diámetro real del eje en el punto B//

$Diámetro_escalón_caja := 2.874 \text{ in}$

$Diámetro_escalón_engrane := DBer + 0.5 \text{ in} = 2.25 \text{ in}$

Como se observa el diámetro del eje de salida en el punto B finalmente es 1.811 pulgadas debido a que el diámetro interior del rodamiento #6208 es de 1.5748 pulgadas y es preferible tener un escalón de 1.811 pulgadas que soporte la pista interior de dicho rodamiento.

DISEÑO DE CUÑA Y CUÑERO

Esta sección realice el diseño de la cuña y el cuñero en donde se va a montar el engrane de entrada del motor eléctrico.

Datos:

$$\begin{aligned}
 DBer &= 1.75 \text{ in} && //\text{Diámetro real del eje de salida en el punto B//} \\
 Te &= 630.254 \text{ lbf}\cdot\text{in} && //\text{Par torsional del eje de entrada//} \\
 F &= 2.125 \text{ in} && //\text{Ancho de cara del engrane//}
 \end{aligned}$$

Para el diseño de la cuña escogí el acero **AISI 1020 Estirado en frío** [ref. 7, apéndice 3]; su resistencia a la fluencia es menor que que la del material del engrane y del eje, por lo que use la ecuación de longitud mínima (Le) descrita más adelante.

$$\begin{aligned}
 Syc &:= 51 \text{ ksi} && //\text{Resistencia a la fluencia para material de cuña//} \\
 Ndc &:= 3 && //\text{Factor de diseño de cuña para aplicaciones industriales típicas//}
 \end{aligned}$$

De la tabla 11-1 [ref. 7, pág. 495] obtuve la dimensión estándar de la cuña par el diámetro del eje en en el punto B. la cuña es de sección transversal cuadrada y paralela.

$$we := 0.375 \text{ in} \quad //\text{Ancho de cuña cuadrada//}$$

$$Le := \frac{4 \cdot Te \cdot Ndc}{DBer \cdot we \cdot Syc} \quad Le = 0.226 \text{ in} \quad //\text{Longitud mínima//}$$

$$Lep := 0.75 \text{ in} \quad //\text{Longitud mínima propuesta de cuña y cuñero//}$$

Para el cuñero:

$$Cc := 0.005 \text{ in} \quad //\text{Margen de holgura para cuñas paralelas [ref. 7, pág. 496, fig. 11-2]//}$$

$$pce := \frac{we}{2} \quad pce = 0.1875 \text{ in} \quad //\text{Profundidad de cuñero//}$$

$$Ye := \frac{DBer - \sqrt{DBer^2 - we^2}}{2}$$

$$Ye = 0.02 \text{ in} \quad //\text{Altura de cuerda//}$$

$$Se := DBer - Ye - pce$$

$$Se = 1.542 \text{ in} \quad //\text{Distancia de la base del cuñero al extremo del eje//}$$

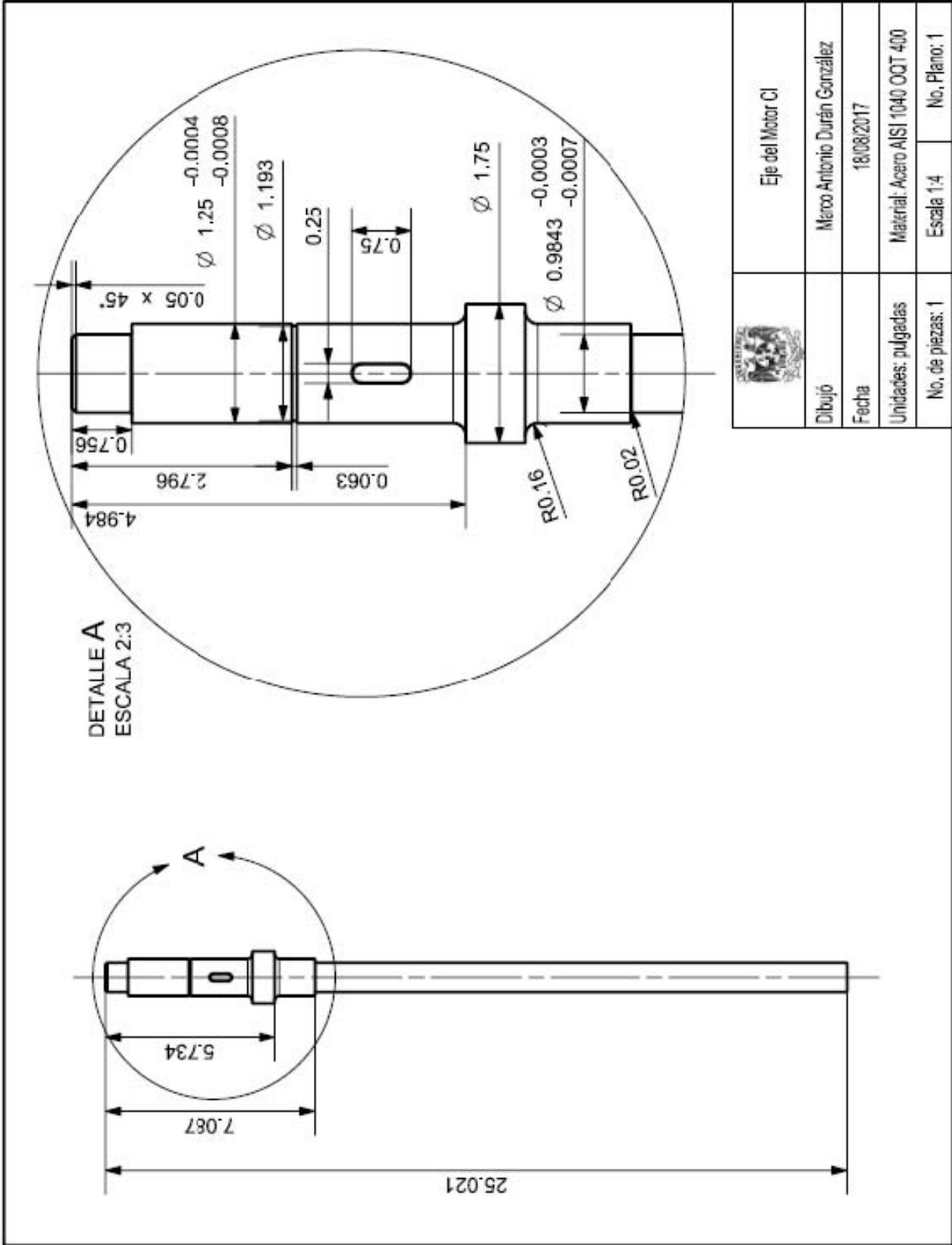
$$pcee := DBer - Ye + pce + Cc$$

$$pcee = 1.922 \text{ in} \quad //\text{Profundidad de cuñero en engrane más diámetro de eje//}$$

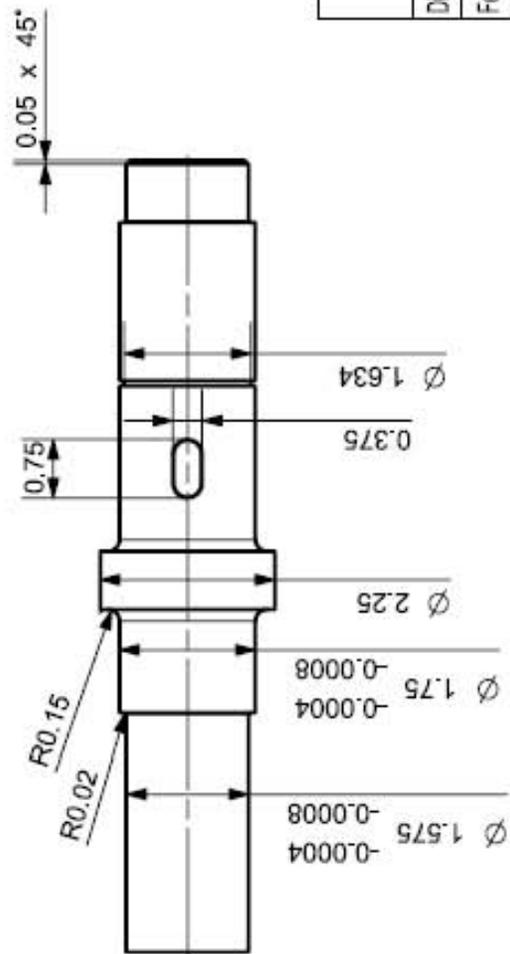
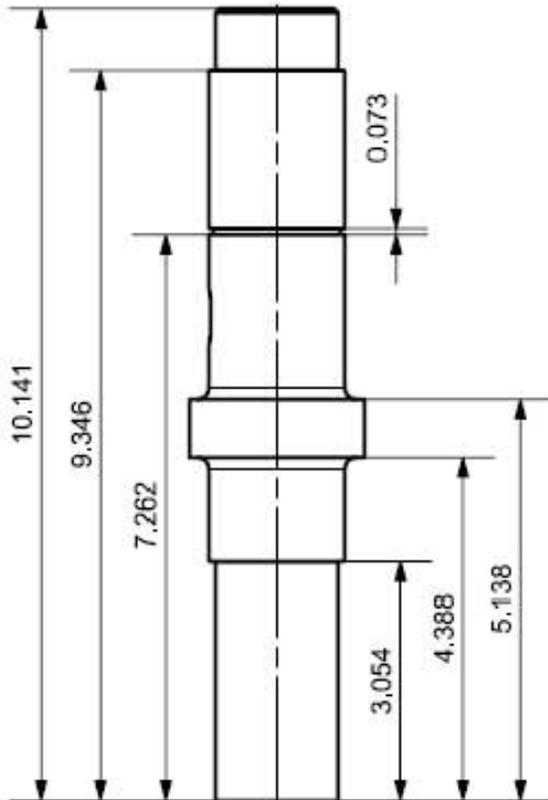
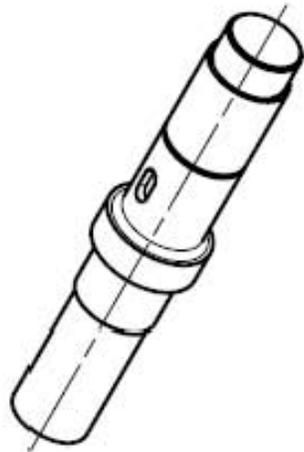
A2. PLANOS

Los planos que se muestran a continuación contienen las piezas que diseñe en esta tesis a excepción de algunas piezas como los rodamientos , anillos de retención y cuñas.

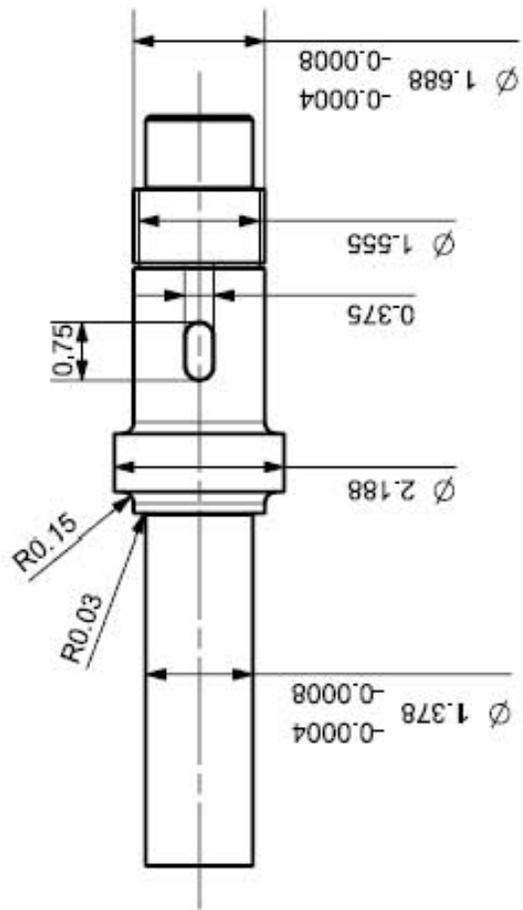
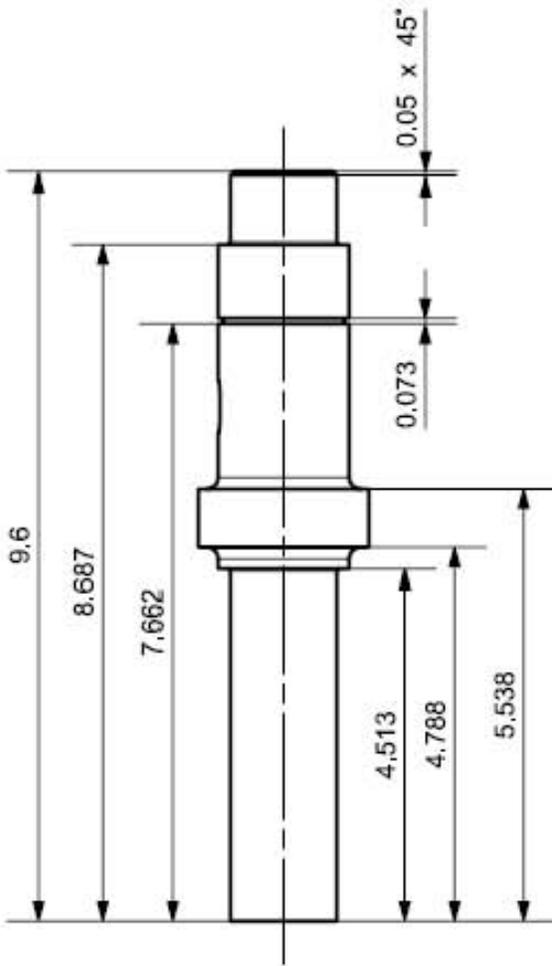
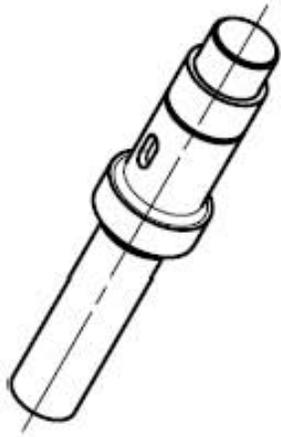
Las tolerancias y ajustes las obtuve de la tabla 13-3 [ref. 7, pág. 582]. Considere un ajuste de holgura RC2 (ajuste de deslizamiento), lo que se refiere a que las piezas que se mueven con facilidad, pero que no se deslizan libremente y posteriormente obtuve las tolerancias marcadas en los planos.



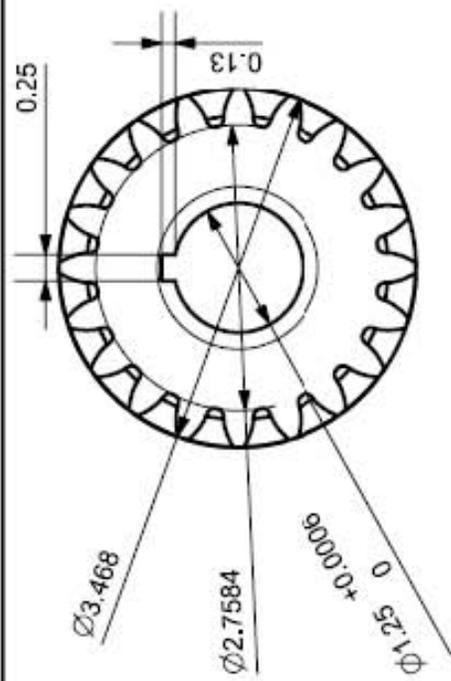
	Eje del Motor CI		
Dibujo	Marco Antonio Durán González		
Fecha	18/08/2017		
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400		
No. de piezas: 1	Escala 1:4	No. Plano: 1	



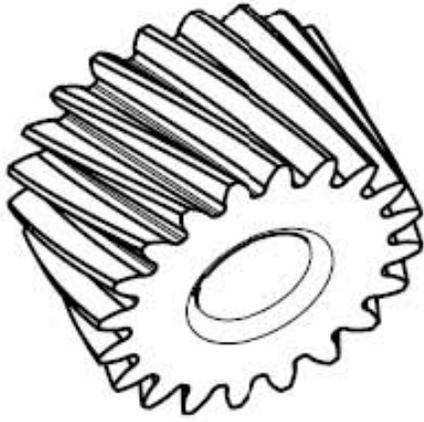
	Eje del Motor Eléctrico	
Dibujo	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400	
No. de piezas: 1	Escala 1:2	No. Plano: 2



	Eje de Salida Híbrido		
Dibujo	Marco Antonio Durán González		
Fecha	18/08/2017		
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400		
No. de piezas: 1	Escala 1:2	No. Plano: 3	

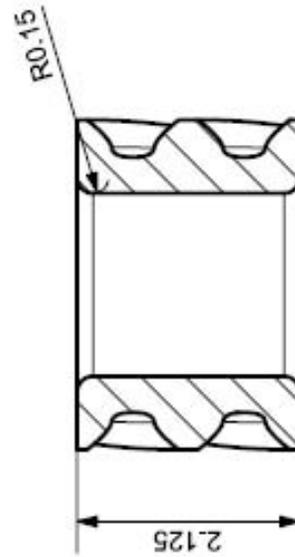
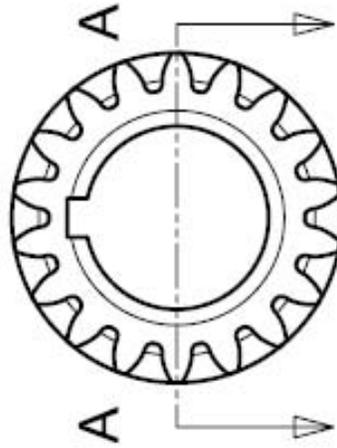
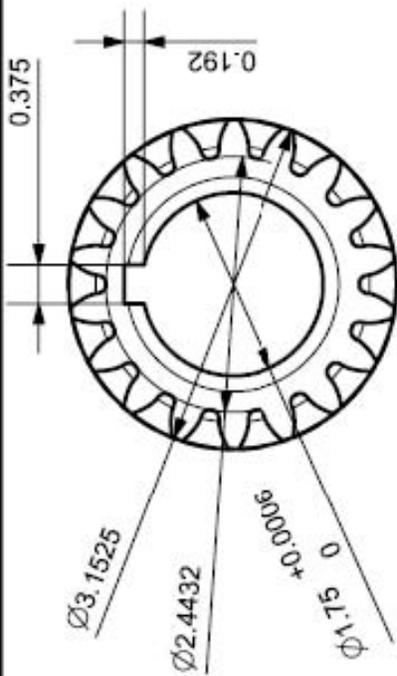


20 Dientes
 Addendum de 0.1576
 Dedendum de 0.197
 Paso circular de 0.4952
 Paso diametral transversal de 6.344

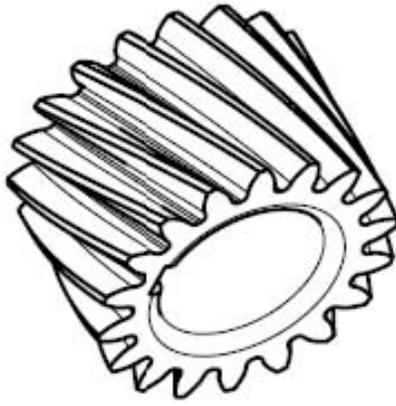


Engrane del Motor CI	
Dibujó	Marco Antonio Durán González
Fecha	18/08/2017
Unidades: pulgadas	Materia: Acero AISI 4320 SQQT 450
No. de piezas: 1	Escala 1:1.5 No. Plano: 4

SECCIÓN A-A

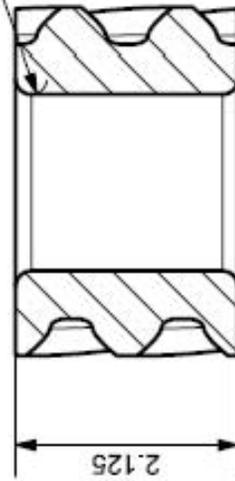
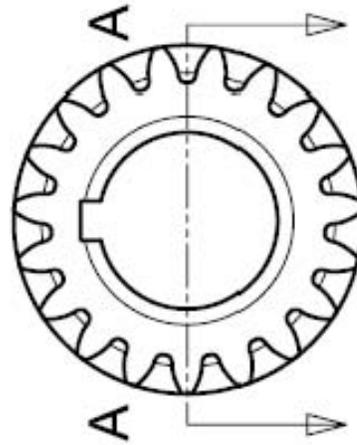
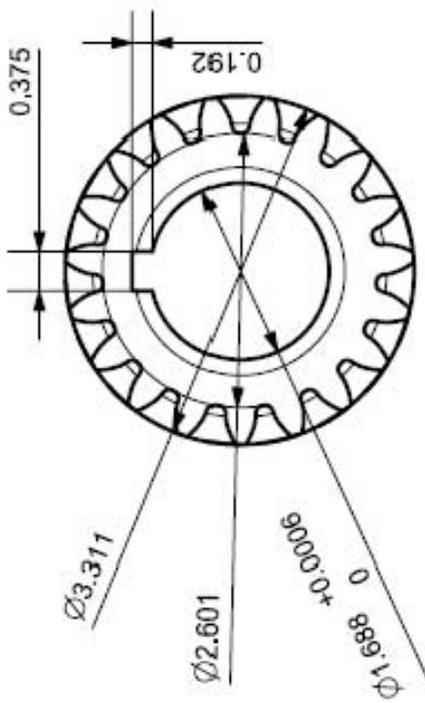


SECCIÓN A-A

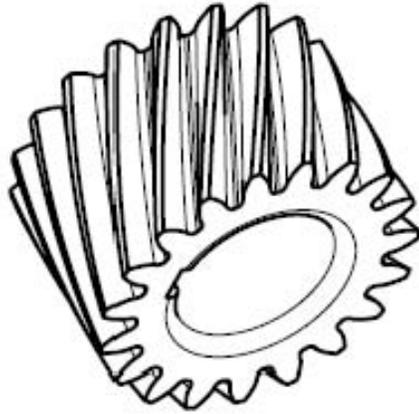


18 Dientes
 Addendum de 0.1576
 Dedendum de 0.197
 Paso circular de 0.4952
 Paso diametral transversal de 6.344

	Engrane del Motor Eléctrico	
Dibujo	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 4320 SOQT 450	
Nº. de piezas: 1	Escala 1:1.5	Nº. Plano: 5

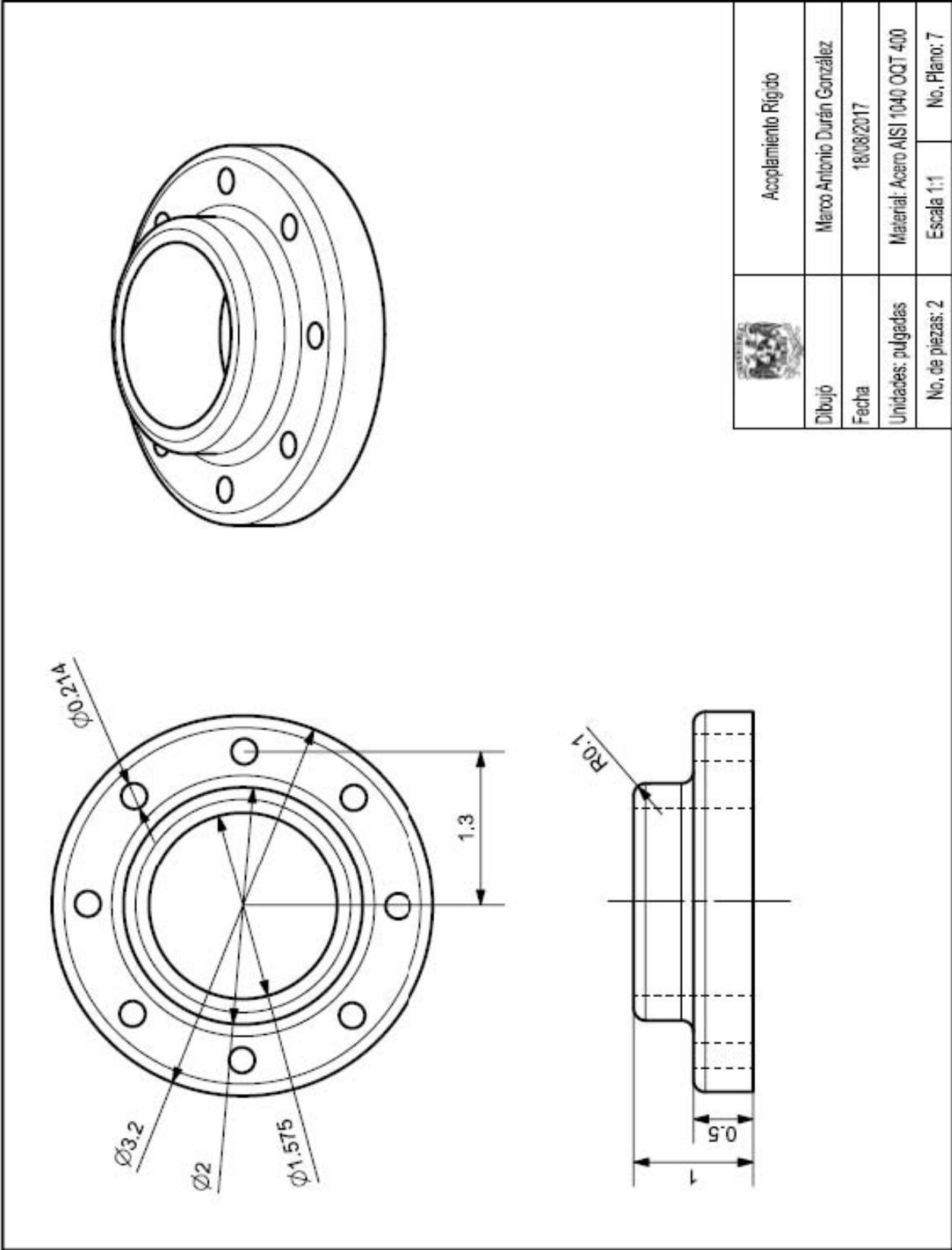


SECCIÓN A-A

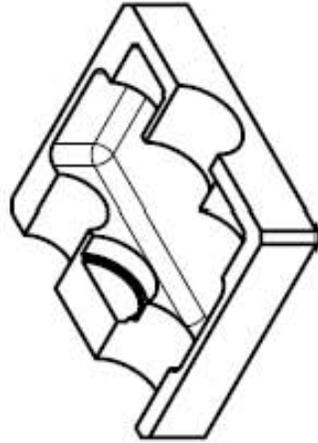
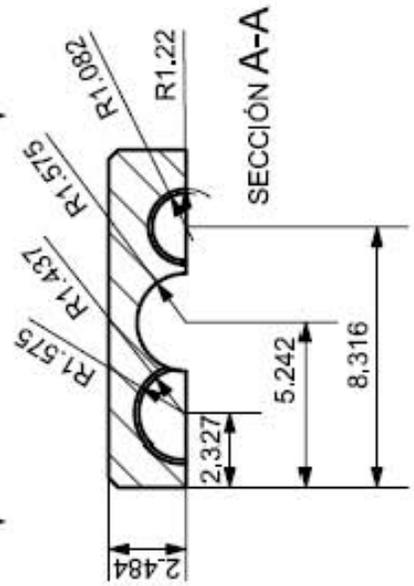
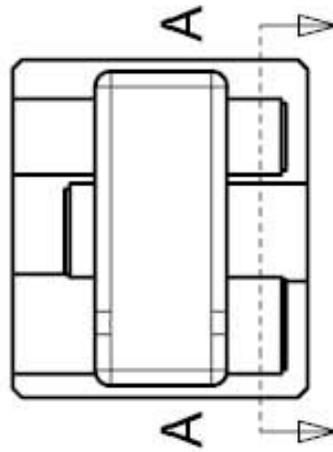
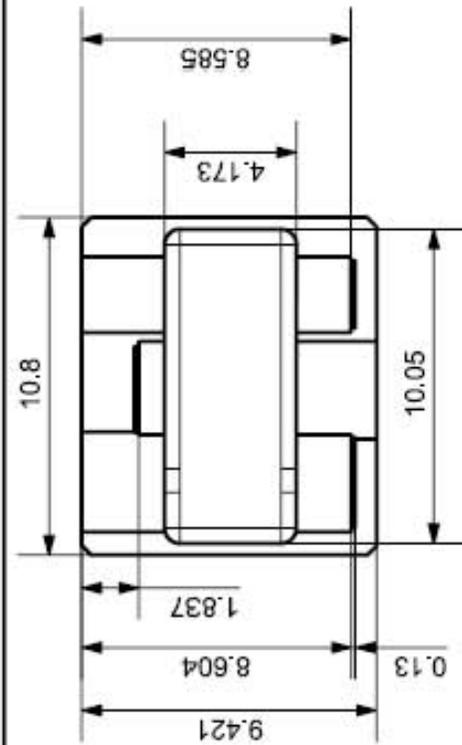


19 Dientes
 Addendum de 0.1576
 Dedendum de 0.197
 Paso circular de 0.4952
 Paso diámetro transversal de 6,344

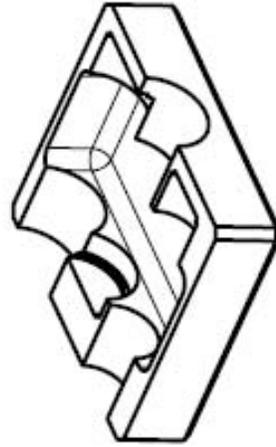
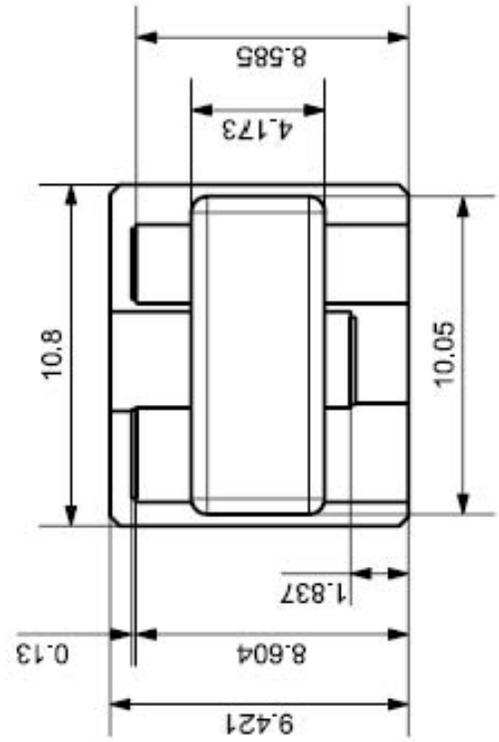
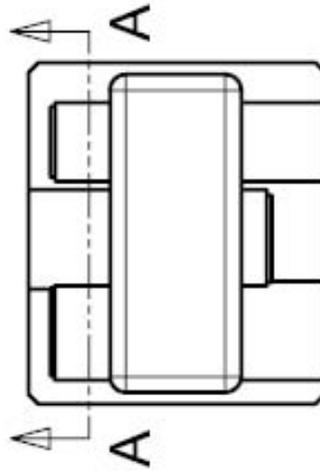
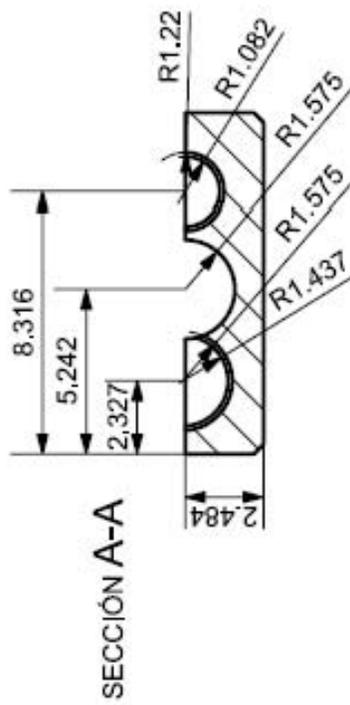
	Engrane de Salida Habiado
Dibujó	Marco Antonio Durán González
Fecha	18/08/2017
Unidades: pulgadas	Materia: Acero AISI 4320 S0QT 450
No. de piezas: 1	Escala 1:1.5
	No. Plano: 6



	Acoplamiento Rígido	
Dibujo	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400	
No. de piezas: 2	Escala 1:1	No. Plano: 7

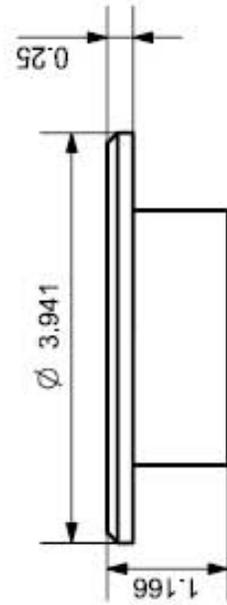
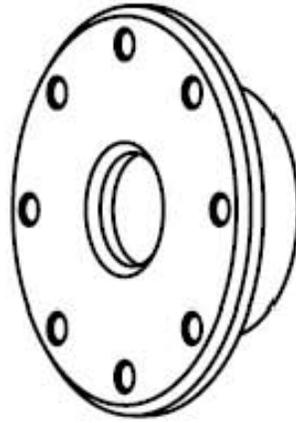
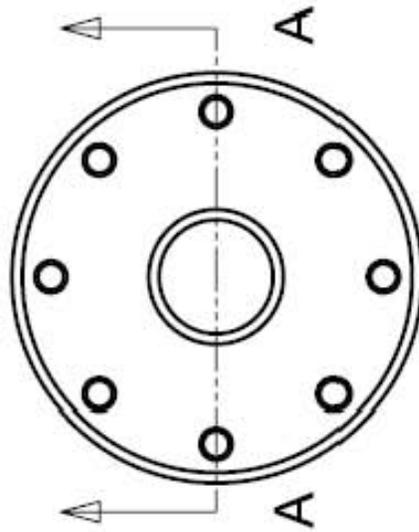
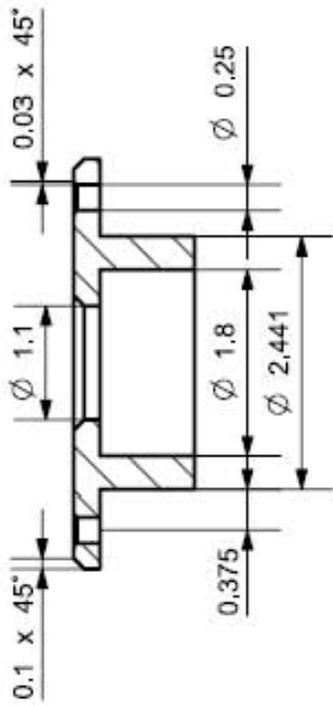


	Tapa de caja de acoplamiento inferior	
Dibujo	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400	
No. de piezas: 1	Escala 1:5	No. Plano: 8



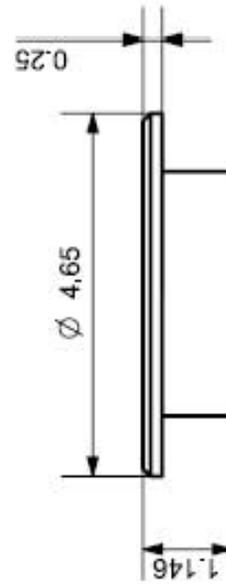
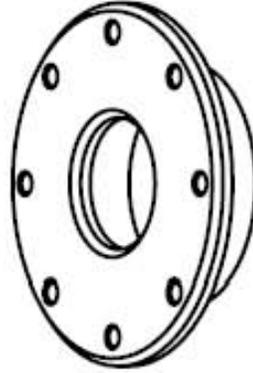
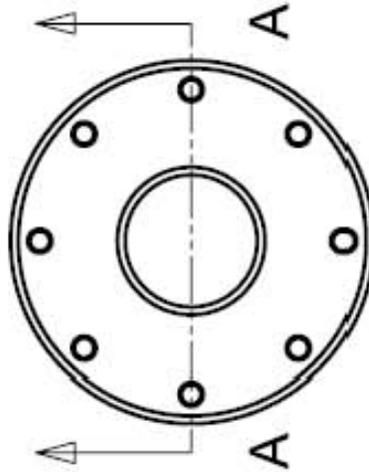
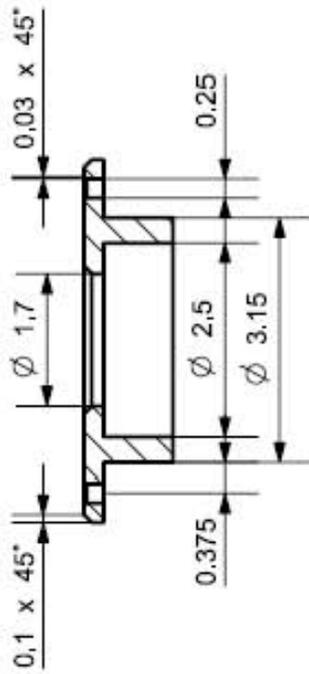
	Tapa de caja de acoplamiento superior		
Dibujó	Marco Antonio Durán González		
Fecha	18/08/2017		
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400		
Nº. de piezas: 1	Escala 1:5	Nº. Plano: 9	

SECCIÓN A-A

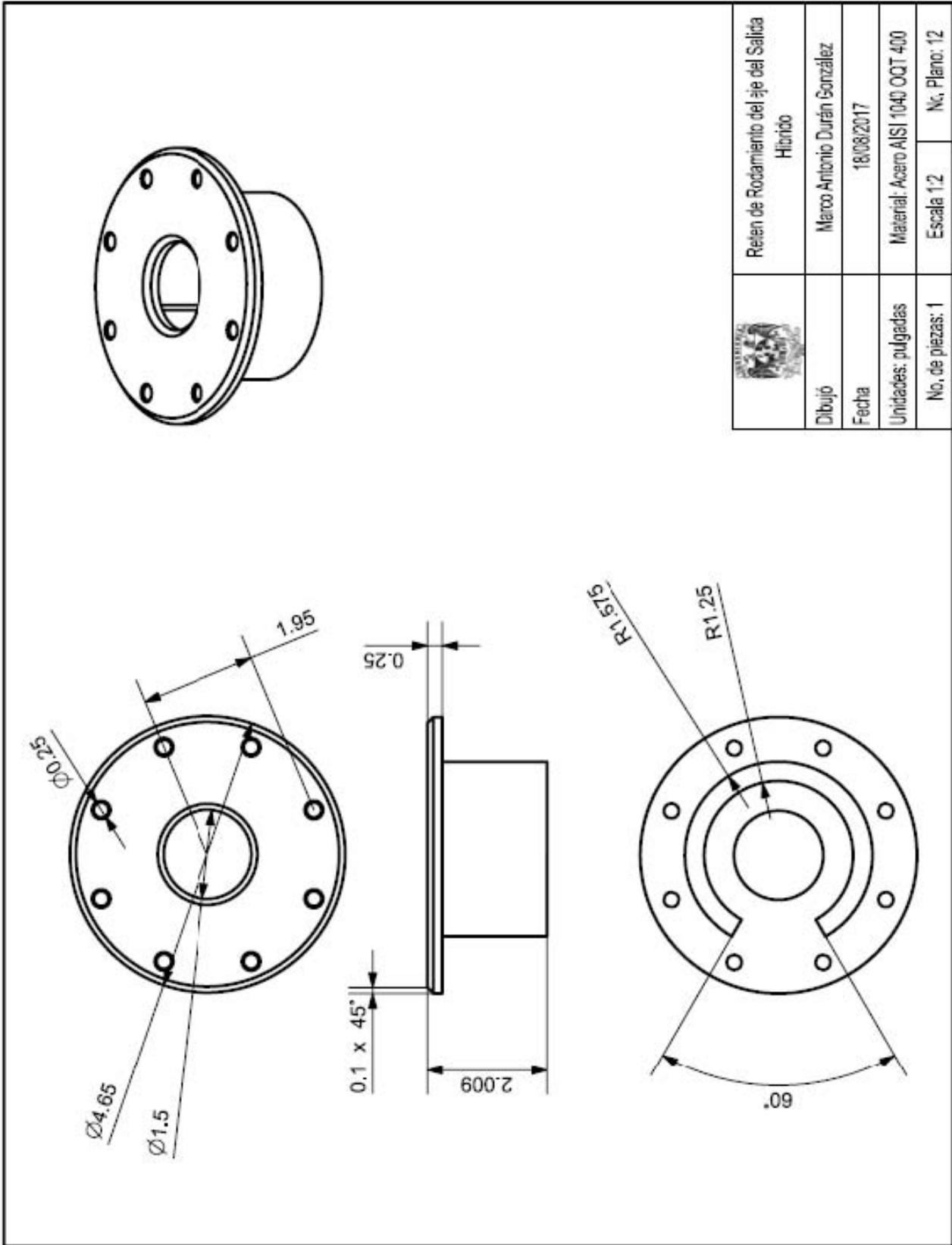


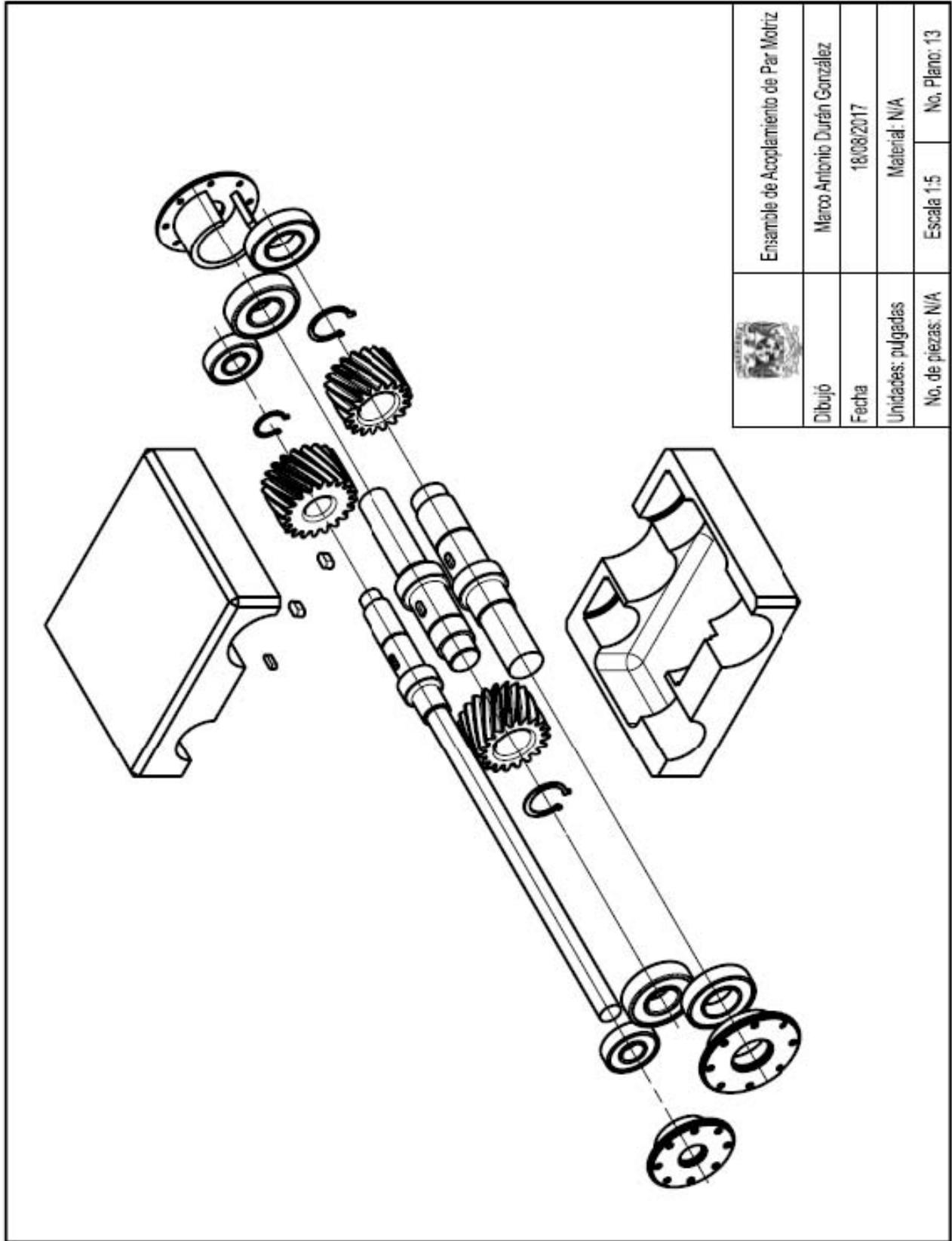
	Reten de Rodamiento del eje del Motor CI	
Dibujó	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400	
No. de piezas: 1	Escala 1:1.5	No. Plano: 10

SECCIÓN A-A



	Relevo de Rodamiento del eje del Motor Eléctrico	
Dibujó	Marco Antonio Durán González	
Fecha	18/08/2017	
Unidades: pulgadas	Material: Acero AISI 1040 OQT 400	
No. de piezas: 1	Escala 1:2	No. Plano: 11





	Ensamble de Acoplamiento de Par Motriz		
Dibujo	Marco Antonio Durán González		
Fecha	18/08/2017		
Unidades: pulgadas	Material: N/A		
No. de piezas: N/A	Escala 1:5	No. Plano: 13	