



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MECÁNICA – MECÁNICA

SIMULACIÓN DE UNA TRANSMISIÓN PARA UN VEHÍCULO HÍBRIDO
PARA OPERAR EN CONDICIONES DE PAR MÁXIMO

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
LUIS VEGA HERNÁNDEZ

TUTOR PRINCIPAL
DR. SAÚL DANIEL SANTILLÁN GUTIÉRREZ
FACULTAD DE INGENIERIA

MÉXICO, D. F. FEBRERO 2014

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Jesús Manuel Dorador González

Secretario: Dr. Gabriel Ascanio Gasca

Vocal: Dr. Saúl Daniel Santillán Gutiérrez

1^{er}. Suplente: Dr. Cuitlahuac Osornio Correa

2^{do}. Suplente: Dr. Achim Max Loske Mehling

Querétaro, Querétaro

TUTOR DE TESIS:

Dr. Saúl Daniel Santillán Gutiérrez.

FIRMA

A mi Familia

A mis Maestros

A mis Amigos

Tabla de Contenido

<i>Tabla de Contenido</i>	4
<i>Resumen</i>	5
<i>Abstract</i>	5
<i>Lista de Figuras</i>	6
<i>Lista de Tablas</i>	7
<i>Glosario</i>	7
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	8
1.1 HIPÓTESIS.....	8
1.2 OBJETIVO	8
1.3 DESCRIPCIÓN DE CADA CAPÍTULO.....	8
CAPÍTULO 2: ANTECEDENTES	10
2.1 TREN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	10
2.2 VEHÍCULOS DE COMBUSTIÓN INTERNA (COMPONENTES)	10
2.3 VEHÍCULOS HÍBRIDOS	17
2.4 CICLOS DE MANEJO ESTANDARIZADOS.	19
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS	22
3.1 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	22
3.1.1 Ciclo FTP.....	27
3.1.2 Ciclo HWFET.....	32
3.2 VEHÍCULO HÍBRIDO	36
3.2.1 Ciclo FTP.....	58
3.2.2 Ciclo HWFET.....	62
CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES	67
4.1 CONCLUSIONES.....	67
4.2 TRABAJO FUTURO	68
REFERENCIAS	69
APÉNDICE	72
CÁLCULOS	72

Resumen

Se propone el diseño de un tren de transmisión de potencia para un vehículo híbrido (combustión-eléctrico) a partir del análisis del tren transmisión de potencia de un vehículo de combustión interna. Los ciclos de manejo estandarizados se usan como medio de análisis y comparación entre los diferentes tipos de vehículos automotores en estudio, uno de combustión interna y otro del tipo híbrido (combustión-eléctrico), para poder determinar el beneficio del diseño preliminar propuesto.

El tren de transmisión diseñado para el vehículo híbrido (combustión-eléctrico) utiliza un tren planetario de engranes para poder sumar el par del motor eléctrico y el de combustión interna y así poder transmitir ese par a las ruedas de tracción.

Abstract

A power train transmission design is proposed for a hybrid vehicle (combustion-electric), starting from the power train transmission of an internal combustion vehicle. The standard driving cycles are used as an analysis and comparison media between the different types of vehicles in study, one uses internal combustion and the other is hybrid, in order to determine the benefits of the proposed preliminary design.

The transmission train designed for the hybrid vehicle uses a planetary gear system (epicyclic gear) to sum the par that comes from the electric motor and the internal combustion motor, transmitting it to the traction wheels.

Lista de Figuras

FIGURA 1.- MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA. [15].....	10
FIGURA 2- ESQUEMA DE UN TREN DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA TÍPICO DE UN VEHÍCULO DE COMBUSTIÓN INTERNA. .	11
FIGURA 3.- TRANSMISIÓN MANUAL [16]	12
FIGURA 4.- TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA [17]	12
FIGURA 5.- TREN PLANETARIO DE ENGRANES [18].....	14
FIGURA 6.- TRANSMISIÓN CVT, POLEAS AUTOAJUSTABLES Y BANDA [19].	15
FIGURA 7.- CVT TIPO TOROIDAL [19].	15
FIGURA 8.- RELACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR VS. VELOCIDAD DEL VEHÍCULO CON EL USO DE UNA CVT.	17
FIGURA 9.- SISTEMAS VEHÍCULOS HÍBRIDOS EN SERIE Y PARALELO [20].	18
FIGURA 10.- CICLO DE MANEJO UDDS [6]	19
FIGURA 11.- CICLO DE MANEJO HWFET [6]	20
FIGURA 12.- CICLO DE MANEJO FTP [6].....	21
FIGURA 13.- PAR VS. POTENCIA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	23
FIGURA 14.- PAR VS. POTENCIA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA CON UNA TRANSMISIÓN DE 5 VELOCIDADES.	24
FIGURA 15.- RPMs DEL MOTOR VS. RPMs EN LA TRANSMISION	25
FIGURA 16.- CICLO DE MANEJO FTP EN KILÓMETROS POR HORA.....	27
FIGURA 17.- CICLO DE MANEJO FTP EN METROS POR SEGUNDO	27
FIGURA 18.- CICLO DE MANEJO FTP, RPMs A NIVEL DE RUEDA.....	28
FIGURA 19.- CICLO DE MANEJO FTP, PAR A NIVEL DE RUEDA.	28
FIGURA 20.- CICLO DE MANEJO, RPMs A NIVEL DE MOTOR	29
FIGURA 21.- CICLO DE MANEJO FTP, RPMs A NIVEL DE MOTOR CON RALENTÍ EN 900 RPMs.	30
FIGURA 22.- CICLO DE MANEJO FTP, COMPORTAMIENTO DEL PAR DEL MOTOR.	30
FIGURA 23.- CICLO DE MANEJO FTP, COMPORTAMIENTO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.	31
FIGURA 24.- CICLO DE MANEJO HWFET EN KILÓMETROS POR HORA.....	32
FIGURA 25.- CICLO DE MANEJO HWET EN METROS POR SEGUNDO	32
FIGURA 26.- CICLO DE MANEJO HWFET, RPMs A NIVEL DE RUEDA.....	33
FIGURA 27.- CICLO DE MANEJO HWFET, PAR A NIVEL DE RUEDA.....	33
FIGURA 28.- CICLO DE MANEJO, RPMs A NIVEL DE MOTOR	34
FIGURA 29.- CICLO DE MANEJO HWFET, COMPORTAMIENTO DEL PAR DEL MOTOR.	35
FIGURA 30.- CICLO DE MANEJO HWFET, COMPORTAMIENTO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.	35
FIGURA 31.- MCI POTENCIA VS. PAR, DEL VEHÍCULO HÍBRIDO.....	37
FIGURA 32.- VEHÍCULO HÍBRIDO, ME POTENCIA VS PAR.....	37
FIGURA 33.- ESQUEMA GENERAL DEL TREN DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO HÍBRIDO EN ESTUDIO. DISEÑO PROPUESTO.	38
FIGURA 34.- PLANETARIO COMBINACIÓN 1 [7].	40
FIGURA 35.- PLANETARIO COMBINACIÓN 2 [7]	41
FIGURA 36.- PLANETARIO COMBINACIÓN 3 [7]	42
FIGURA 37.- PLANETARIO COMBINACIÓN 4 [7]	43
FIGURA 38.- CASO 1. ELÉCTRICO PURO.	44
FIGURA 39.- CASO 2. MOTOR ELÉCTRICO ES ASISTIDO POR EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA SIN RECARGA DE BATERÍAS.....	45
FIGURA 40.- CASO 3. MOTOR ELÉCTRICO ES ASISTIDO POR EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ADEMÁS DE QUE SE RECARGAN LAS BATERÍAS	46

FIGURA 41.- CASO 4. MOTOR ELÉCTRICO SIN ASISTENCIA DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, EXISTE RECARGA DE BATERÍAS.....	47
FIGURA 42.- CASO 5. VEHÍCULO DETENIDO CON RECARGA DE BATERÍAS.....	48
FIGURA 43.- TREN PLANETARIO DE ENGRANES [21].	50
FIGURA 44.- PAR VARIANDO RPMS Y FLUJO MÁSIICO (ISOMÉTRICO).....	53
FIGURA 45.- PAR VARIANDO RPMS Y FLUJO MÁSIICO (ISOMÉTRICO POSTERIOR)	54
FIGURA 46.- PAR VARIANDO RPMS Y FLUJO MÁSIICO (VISTA POSTERIOR)	54
FIGURA 47.- PAR VARIANDO RPMS Y FLUJO MÁSIICO (VISTA LATERAL IZQUIERDA).....	55
FIGURA 48.- PAR VARIANDO RPMS Y FLUJO MÁSIICO (VISTA FRONTAL)	55
FIGURA 49.- MAPA BSFC PARA UN SATURN 1.9L [22]	56
FIGURA 50.- PAR, SALIDA DEL PLANETARIO CICLO FTP	58
FIGURA 51.- RPMS SALIDA DEL PLANETARIO	59
FIGURA 52.- CICLO DE MANEJO FPT EN Km/H	59
FIGURA 53.- PAR DEL MOTOR ELÉCTRICO CICLO FTP	60
FIGURA 54.- PAR DEL MOTOR COMBUSTIÓN INTERNA CICLO FTP	61
FIGURA 55.- RPMS DEL MOTOR COMBUSTIÓN INTERNA CICLO FTP, TREN HÍBRIDO	61
FIGURA 56.- PAR A LA SALIDA DEL PLANETARIO CICLO HWFET	62
FIGURA 57.- RPMS SALIDA DEL PLANETARIO, CICLO HWFET	63
FIGURA 58.- CICLO DE MANEJO HWFET EN Km/H	64
FIGURA 59.- PAR DEL MOTOR ELÉCTRICO CICLO HWFET	65
FIGURA 60.- PAR DEL MOTOR COMBUSTIÓN INTERNA CICLO HWFET	65
FIGURA 61.- RPMS DEL MOTOR COMBUSTIÓN INTERNA CICLO HWFET	66

Lista de Tablas

TABLA 1.- RELACIONES DE TRANSMISIÓN MANUAL.....	26
TABLA 2.- RELACIÓN DE VELOCIDAD Y NÚMERO PASO DE LA TRANSMISIÓN	26
TABLA 3.- CASOS DE OPERACIÓN VEHÍCULO HÍBRIDO	49

Glosario

- CVT. Transmisión continuamente variable (Continuously Variable Transmission)
- RPM. Revoluciones por minuto
- EPA. Agencia de protección ambiental (Environmental protection agency)
- UDDS. Ciclo de manejo con dinamómetro en ciudad (Urban Dynamometer Driving Schedule)
- HWFET. Ciclo de manejo para economía de combustible en autopista (High way fuel economy test)
- FTP. Procedimiento de prueba federal (Federal Test Procedure)

Capítulo 1 Introducción

1.1 Hipótesis

Se puede optimizar el tren de transmisión de un vehículo híbrido (combustión-eléctrico) por medio de los ciclos de manejos estandarizados, dichos ciclos se pueden usar como medio de análisis y comparación entre los diferentes tipos de vehículos automotores que cuenten con diferente tren de transmisión de potencia.

1.2 Objetivo

Proponer el diseño de un tren de transmisión para un vehículo híbrido a partir del análisis del tren de transmisión de potencia de un vehículo de combustión interna y usar los ciclos de manejo estandarizados para poder compararlos energéticamente.

1.3 Descripción de cada capítulo

1.3.1 Capítulo 1. En este capítulo se describe la hipótesis, el objetivo, las conclusiones, así como el trabajo futuro.

1.3.2 Capítulo 2. En este capítulo se desarrollan los antecedentes, vehículos de combustión interna, vehículos híbridos, transmisiones manuales, automáticas, tipo CVT. Así mismo se describen los ciclos de manejo.

1.3.3 Capítulo 3. El capítulo 3 está dividido en dos secciones, la primera es la correspondiente al del motor de combustión interna en el cual se analiza el tren de transmisión de potencia a través de los ciclos de manejo, la segunda sección se enfoca al análisis del tren de transmisión de potencia de un vehículo híbrido, así como la propuesta de

la transmisión de éste, a su vez el tren de potencia propuesto se somete a los ciclos de manejo.

1.3.4 Capítulo 4. El Capítulo 4 muestra las conclusiones y el trabajo futuro derivado de este trabajo

Capítulo 2: Antecedentes

2.1 Tren de transmisión de potencia

El tren de transmisión de potencia transforma la energía calorífica concentrada en el combustible en energía mecánica y, a su vez, la transmite a las ruedas para generar movimiento (energía cinética).

El tren de transmisión de potencia está compuesto por los siguientes elementos:

- Motor(es)
- Trasmisión
- Diferencial
- Flechas conectoras
- Ruedas

2.2 Vehículos de combustión interna (componentes)

Los vehículos de combustión interna [figura 1] cuentan con los siguientes elementos en los trenes de transmisión de potencia: motor, transmisión y diferencial [figura 2]. Dependiendo del vehículo (marca, clase, tipo de uso, entre otros) puede tener diferentes configuraciones:



Figura 1.- Motor de combustión interna. [15]

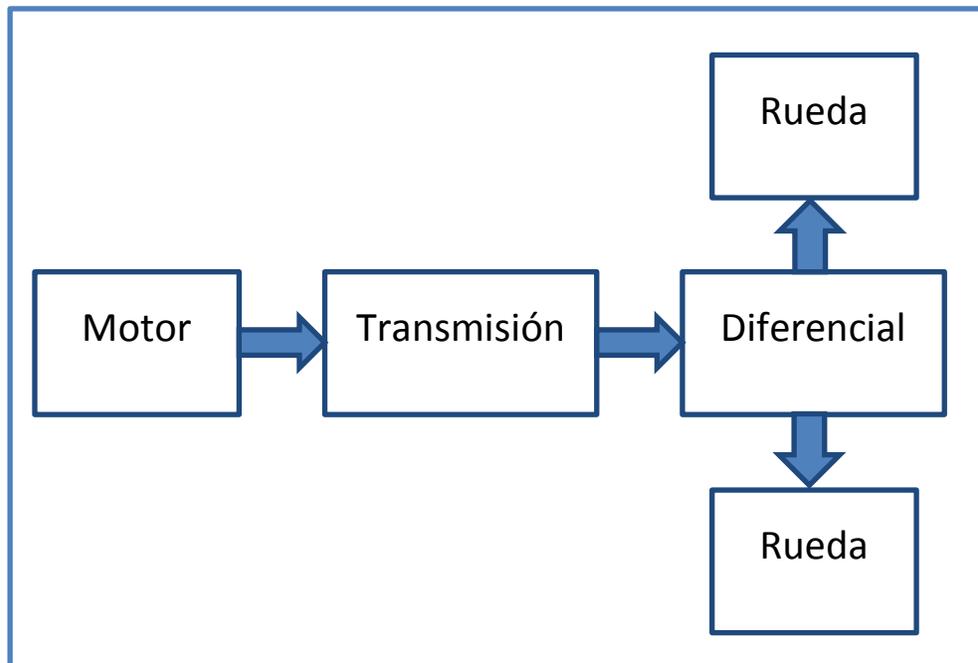


Figura 2- Esquema de un tren de transmisión de potencia típico de un vehículo de combustión interna.

Tracción: delantera, trasera, en los 2 ejes (4X4)

Combustible: gasolina, diesel, gas LP, gas natural.

Localización del motor: Delantero, trasero

Transmisión: manual, automática, CVT (éstas 2 últimas en sus modos mecánicos y electrónicos). Las transmisiones pueden tener desde 2 velocidades (pasos) hasta un número infinito de velocidades como lo es la CVT.

Transmisión Manual

Las transmisiones manuales [figura 3] cuentan con una serie de engranes, los cuales, mediante interacción del usuario (embrague) activan las diferentes relaciones para cumplir con los requerimientos del camino.

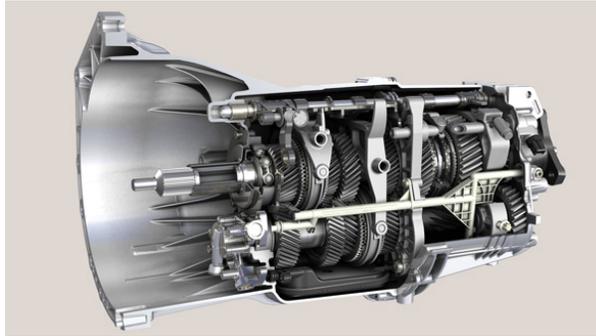


Figura 3.- Transmisión Manual [16]

Transmisión Automática

Las transmisiones automáticas [figura 4] están integradas por dos o más trenes planetarios de engranes los cuales, mediante los actuadores (hidráulicos y/o electrónicos), activan o desactivan (embragan o frenan) los diferentes engranes de los trenes planetarios de engranes para obtener las relaciones que demanda el vehículo. Dichas transmisiones no necesitan de un pedal de embrague (interacción del usuario). Las transmisiones automáticas, dependiendo de su configuración, pueden tener un ahorro de combustible de entre un 5-6% comparada con algunas transmisiones manuales. [5]



Figura 4.- Transmisión Automática [17]

Trenes Planetarios de engranes

Los trenes planetarios de engranes o sistemas epicicloidales, son un conjunto de engranes que contiene los siguientes elementos:

- Engrane corona: cuenta con dientes internos también conocido como anillo.
- Engrane sol: es el centro del sistema
- Engranes planeta: giran alrededor del engrane sol y al interior del engrane corona, están acoplados a ambos, y están distanciados por el porta planetas.
- El porta planetas: es el encargado de unir a los engranes planeta para mantener la distancia entre ellos.

El tren planetario de engranes [figura 5] cuenta con 2 grados de libertad, por lo que tiene 2 relaciones diferentes en el mismo sistema.

El tren planetario de engranes cuenta con dos entradas y una salida, una de las entradas puede ser cero, es decir, sin movimiento o fijo. Por ejemplo, si la entrada es por el engrane sol, la salida puede ser el porta planetas o por el engrane corona. Para dicho caso, si la salida es por el engrane corona, el porta planetas debe de estar frenado (velocidad cero), y en caso contrario si la salida es por el porta planetas el engrane corona debe de estar frenado (velocidad cero). Lo anterior es teniendo una de las entradas con velocidad cero o fijo. Dicho de otro modo, teniendo la misma entrada (el engrane corona) y la salida es por el engrane sol, éste tendrá una velocidad, pero si la salida es por el porta planetas tendrá otra velocidad.

Por otro lado, el tren planetario de engranes al tener 2 grados de libertad, puede tener dos entradas, diferentes de cero o fijo, y una salida. Es decir, se pueden tener 2 motores fungiendo como las entradas, cada uno a diferentes velocidades mayores a cero, obteniendo una salida, por lo que podemos sumar o restar par y potencia en un tren de transmisión de potencia. [5].

Los trenes planetarios de engranes se encuentran en las transmisiones automáticas. Los trenes planetarios engranes son muy versátiles ya que tienen una gran capacidad de par y, por su diseño pueden ocupar poco espacio comparado con un tren de engranes convencional.

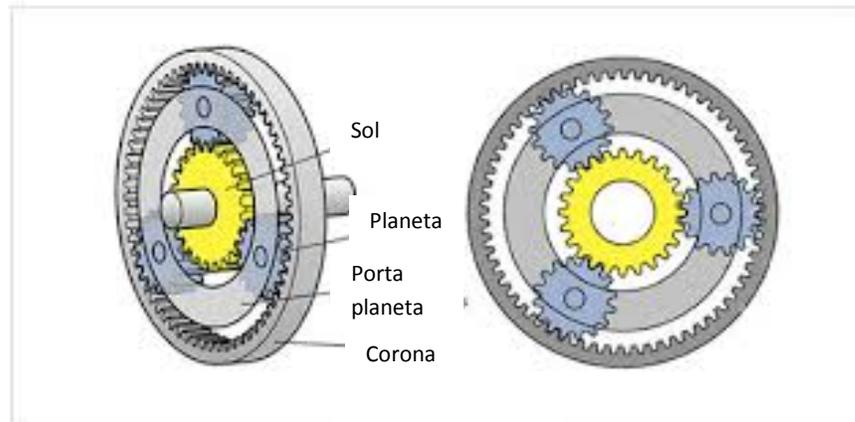


Figura 5.- Tren planetario de engranes [18]

Transmisiones Continuamente Variables CVT

Transmisiones continuamente variables ó CVT (por sus siglas en inglés) [figura 6], son transmisiones automáticas con un número casi infinito de relaciones (combinaciones de par y rpms). Las CVTs han permitido operar a los motores de combustión interna en zonas de mejor eficiencia también operando con condiciones de par máximo. Al ser continuamente variable la CVT se ajusta de manera continua a las demandas del camino con la demanda del motor en un determinado instante, a diferencia de las transmisiones manuales y automáticas convencionales que lo hacen de una manera discreta o con la interacción del usuario.

Algunos ejemplos de vehículos que cuentan con una transmisión automática tipo CVT son:

- Nissan Sentra
- Nissan Xtrail
- Nissan Murano
- Honda Civic
- Honda Insight
- Mercedes-Benz A-Class
- Audi A4
- Audi A6

Existen dos formas comunes de una transmisión CVT. Una es por un juego de poleas autoajustables, de diámetro variable, y una banda metálica que mediante transmite el par entre las poleas de entrada y salida [figura 6], y la otra es por medio de un juego de poleas en forma toroidal (rodillos direccionales) [figura 7].



Figura 6.- Transmisión CVT, poleas autoajustables y banda [19].

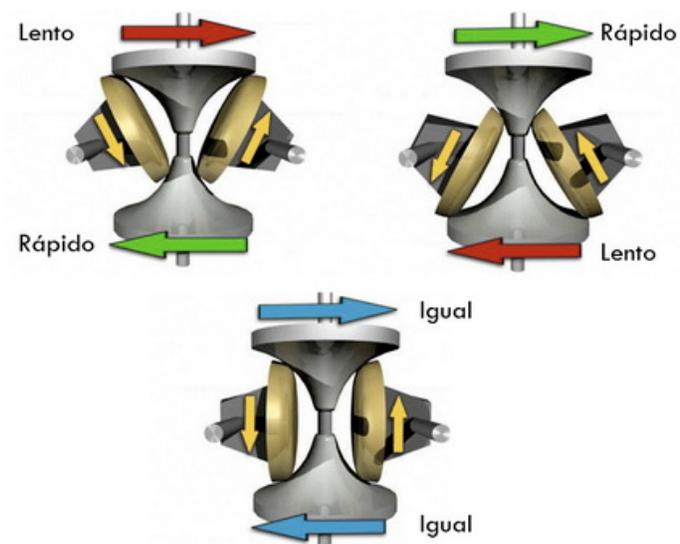


Figura 7.- CVT tipo toroidal [19].

Las CVTs permiten una aceleración mayor (más rápido) comparada con las transmisiones automáticas estándar, así también tienen una capacidad de transmisión de par limitada, dicha limitación está acotada por los coeficientes de fricción entre los elementos en juego (poleas y banda por ejemplo), un par en exceso haría que la banda patinara.

El máximo par que se puede transmitir en una CVT está definido por la siguiente ecuación:

$$Par_{max} = C_f * F_N * R_0$$

Ecuación 1

Donde:

C_f = es el coeficiente de fricción entre la polea y la banda, depende de los materiales usados en las poleas y la banda.

F_N = es la fuerza que aplica la banda para abrir la polea

R_0 = es el radio de la polea de salida

Comercialmente las CVTs tienen la capacidad de transmitir par hasta 350 N-m (260 lb-ft), dichos pares los podemos encontrar en vehículos Audi y Nissan, por mencionar algunos.

En la [figura 8] se muestra el funcionamiento de un motor que tiene acoplada una CVT, en la que se muestra la relación de la velocidad del motor (rpms) contra la velocidad del vehículo (Km/h). Se tiene esa curva por que el motor va a funcionar en sus condiciones óptimas por lo que cuando alcanza una velocidad angular (rpms) cercana al par máximo del motoro la velocidad del vehículo aumenta gradualmente. La velocidad angular (rpms) del motor se va a mantener en donde el par sea máximo y la velocidad del vehículo aumentará exponencialmente.

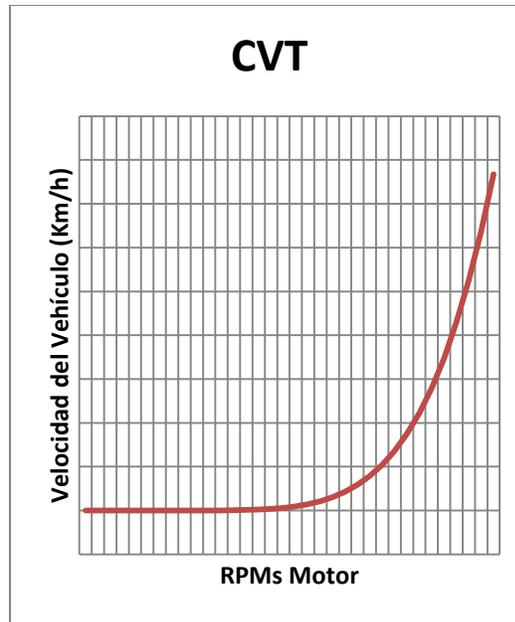


Figura 8.- Relación de la velocidad del motor vs. velocidad del vehículo con el uso de una CVT.

2.3 Vehículos Híbridos

Los vehículos híbridos extraen la energía para su funcionamiento de al menos dos tipos de fuentes energéticas (motor de combustión interna, motor eléctrico, motor hidráulico, celdas de energía). Entre los más comunes, y para el caso en estudio, son los vehículos que cuentan con dos motores uno de combustión interna el cual obtiene su energía de la gasolina (energía irreversible) y el segundo es un motor eléctrico, el cual obtiene su energía de las baterías (energía reversible).

Los trenes de transmisión de potencia de los vehículos híbridos pueden tener un arreglo en serie, en paralelo o una combinación de ambos ayudado por el sistema de control que dependiendo de las demandas del camino puede funcionar en serie y/o en paralelo.

En el sistema híbrido en serie [figura 9], tiene dos fuentes de potencia donde el motor eléctrico, alimentado por las baterías, es el único que transmite par a las ruedas, mientras que el motor de combustión interna es usado únicamente para cargar las baterías.

En el sistema híbrido en paralelo [figura 9], ambos motores, el motor eléctrico y el motor de combustión interna, transmiten par hacia las ruedas, además cuando el freno es accionado, el motor eléctrico es convertido en un generador para cargar las baterías.

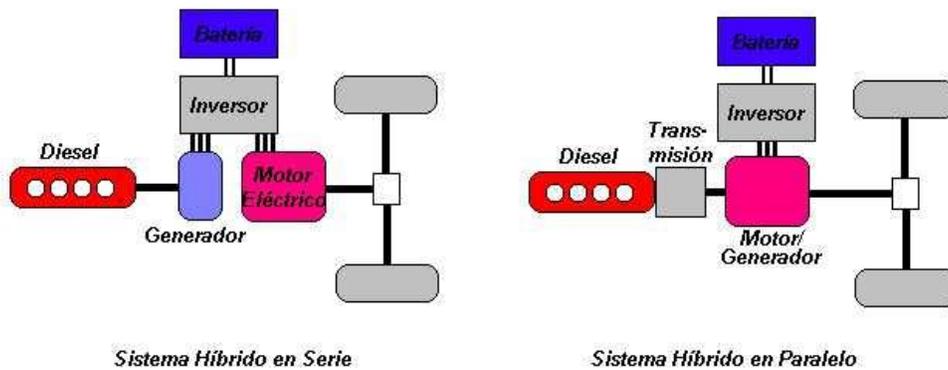


Figura 9.- Sistemas vehículos híbridos en serie y paralelo [20].

La combinación de ambos sistemas híbridos, da como resultado un sistema más complejo pero a la vez es más versátil, ya que se pueden aprovechar las ventajas de ambos sistemas. Cuenta con un sistema de control y unos embragues que de acuerdo a las necesidades del camino y la condición de las baterías hacen operar a uno o ambos motores para generar par hacia las ruedas y/o cargar las baterías.

Los sistemas híbridos en paralelo así como la combinación de ambos sistemas utilizan un tren planetario de engranes para poder sumar los pares de ambos motores debido a sus dos grados de libertad que permiten tener 2 entradas y una salida.

2.4 Ciclos de manejo estandarizados.

Los ciclos de manejo son una serie de datos que representan la velocidad de un vehículo a través del tiempo. De acuerdo a la Agencia de Protección Ambiental (EPA por sus siglas en inglés), hay varios ciclos de manejo que dependen de las condiciones del camino, manejo en ciudad o en autopista por ejemplo. Mediante los ciclos de manejo se simula la eficiencia del combustible de los vehículos [2].

UDDS, Ciclo de manejo con dinamómetro en ciudad, (Urban Dynamometer Driving Schedule) [6] es comúnmente llamado “LA4” ó “prueba de ciudad” el cual representa las condiciones de manejo en la ciudad con paradas frecuentes [figura 10]. Es usado para probar vehículos ligeros. Las características del ciclo son:

Duración: 1369 segundos

Distancia: 11.99 km (7.45 millas)

Velocidad Promedio: 31.52 Km/h (19.59 mph)

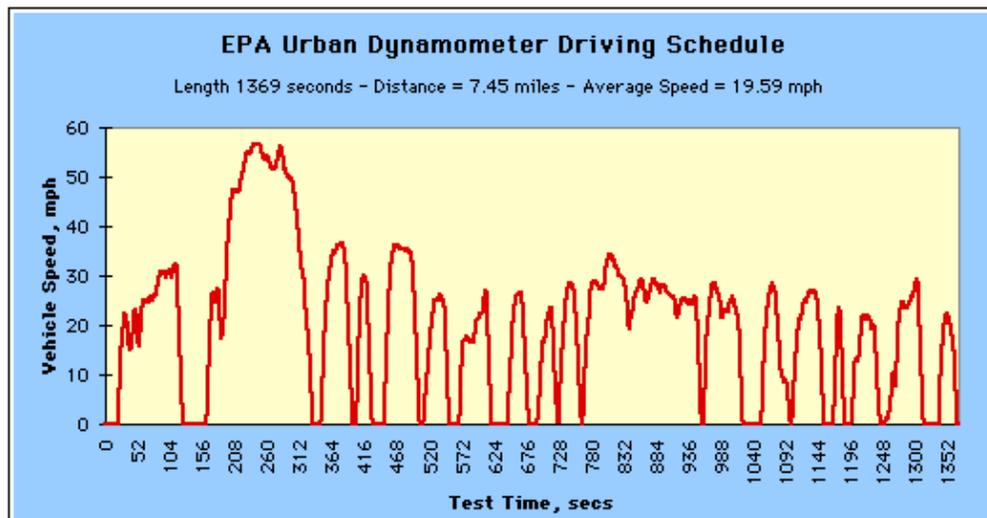


Figura 10.- Ciclo de manejo UDDS [6]

HWFET, Ciclo de manejo para economía de combustible en autopista, (Highway Fuel Economy Driving Schedule) [6], representa las condiciones de manejo en autopista a unos 96.56 km/h (60 mph) [figura 11]. Las características del ciclo son:

Duración: 765 segundos

Distancia: 16.51 km (10.26 millas)

Velocidad Promedio: 77.73 Km/h (48.3 mph)

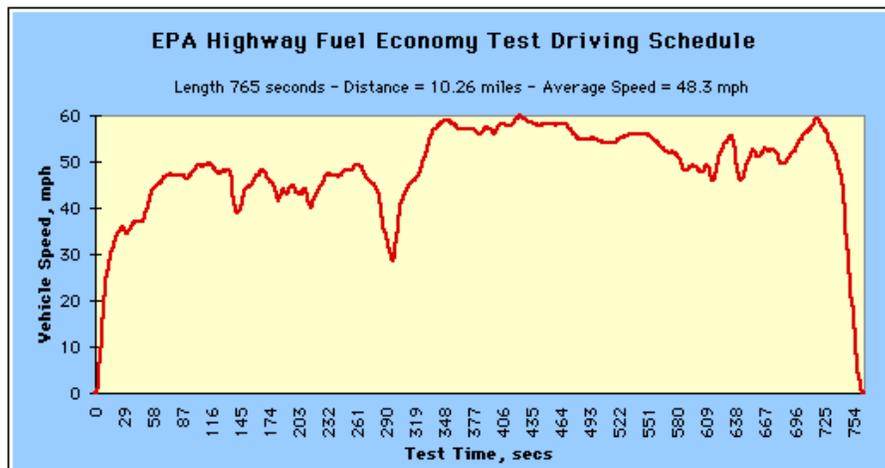


Figura 11.- Ciclo de manejo HWFET [6]

FTP, Procedimiento de Prueba Federal, (Federal Test Procedure) [6], dicho ciclo está compuesto por los primeros 505 segundos del UDDS al principio y al final ubicados como Arranque en frío y Arranque en Caliente pasando por una fase transitoria [figura 12].

Duración: 1874 segundos, (arranque en frío 505 s, fase transitoria 864 s, arranque en caliente 505 s)

Distancia: 17.76 km (11.04 millas)

Velocidad Promedio: 34.11 Km/h (21.2 mph)

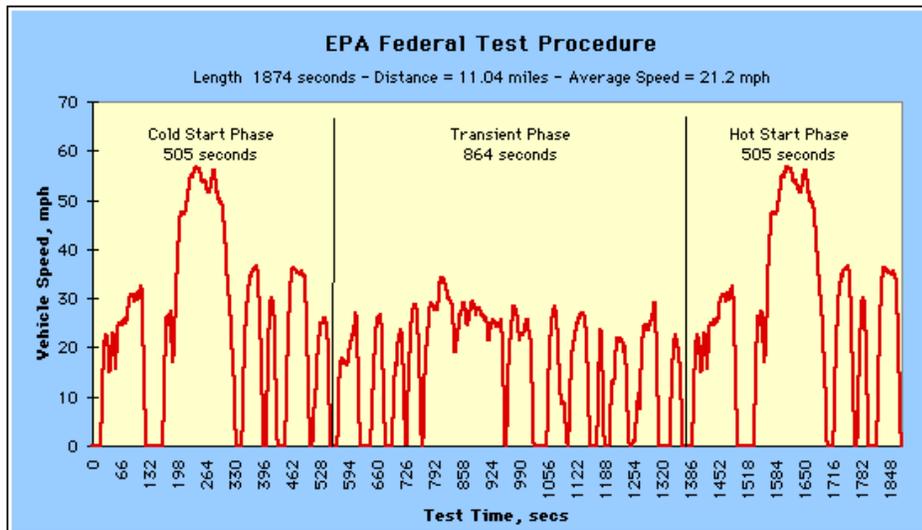


Figura 12.- Ciclo de manejo FTP [6]

Para el caso de estudio usaremos los ciclos FTP y HWFET de la EPA.

Todos los vehículos han sido diseñados en tamaño para cumplir con los siguientes requerimientos [2]:

- 0-100 Km/h en 9.0 s +/- 0.1
- Máximo grado de 6% a 105 Km/h a peso neto del vehículo
- Máxima velocidad del vehículo > 160 Km/h

Capítulo 3: Análisis

3.1 Motor de Combustión Interna

Cómo se mencionó con anterioridad, dependiendo de la marca, clase, tipo de uso; los vehículos de combustión interna son muy diversos en su forma, tamaño, equipamiento, funciones. Todo esto con el fin de satisfacer las necesidades y/o gustos de los usuarios. Tomando esto en consideración, los diseñadores y fabricantes buscan nuevas soluciones para satisfacer a los usuarios y que cumplan con las normatividades vigentes de las regiones involucradas.

A pesar de las múltiples opciones y configuraciones que podemos obtener en los vehículos con un motor de combustión interna (gasolina o diésel) el análisis de ellos es muy similar y lo podemos resumir como sigue:

Potencia del motor

Par máximo del motor

Número de reducciones en la transmisión y relación de las mismas

Relación del diferencial

Lo anterior lo podemos visualizar de la siguiente manera, para un vehículo con las siguientes características:

Par Máximo: 128 lb-ft @ 4300 rpms

Potencia Máxima: 140 HP @ 6500 rpms

Desplazamiento: 1800 cc

Utilizando la siguiente fórmula para correlacionar la potencia (HPs) con las revoluciones (RPMs) y el Par (lb-ft)

$$HP = \frac{RPMs * Par}{5252}$$

Ecuación 2

Para la obtención de la gráfica mostrada a continuación [figura 13] se interpolaron los valores anteriores y se ajustaron mediante aproximación lineal, así también como un ajuste polinomial (spline).

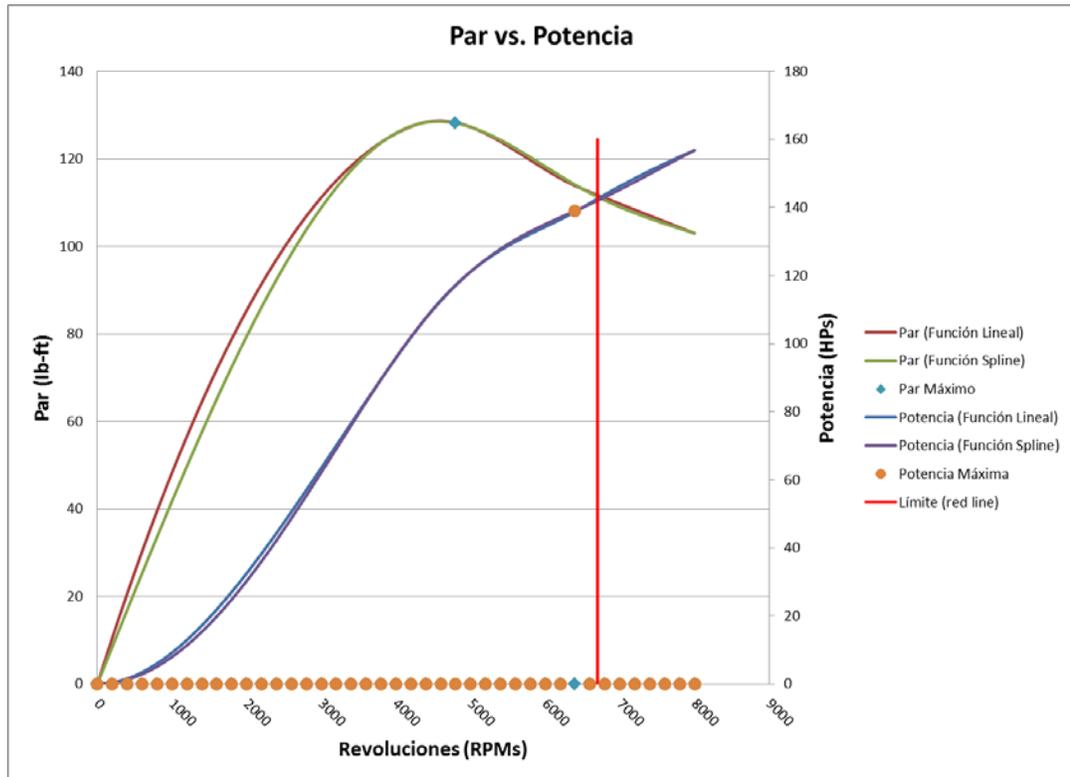


Figura 13.- Par vs. potencia de un motor de combustión interna

Considerando una transmisión manual de 5 velocidades con las siguientes relaciones:

1ª: 2.25:1

2ª: 1.65:1

3ª: 1.34:1

4ª: 1.103:1

5ª: 0.967:1

La transmisión en términos generales, es un multiplicador de par y velocidad de lo que genera el motor, y es utilizada para las diferentes condiciones del camino por los que atraviesa el vehículo. Aplicando los multiplicadores anteriores al motor se obtiene la siguiente gráfica [figura 14]. (Se utilizó el mismo método mostrado anteriormente)

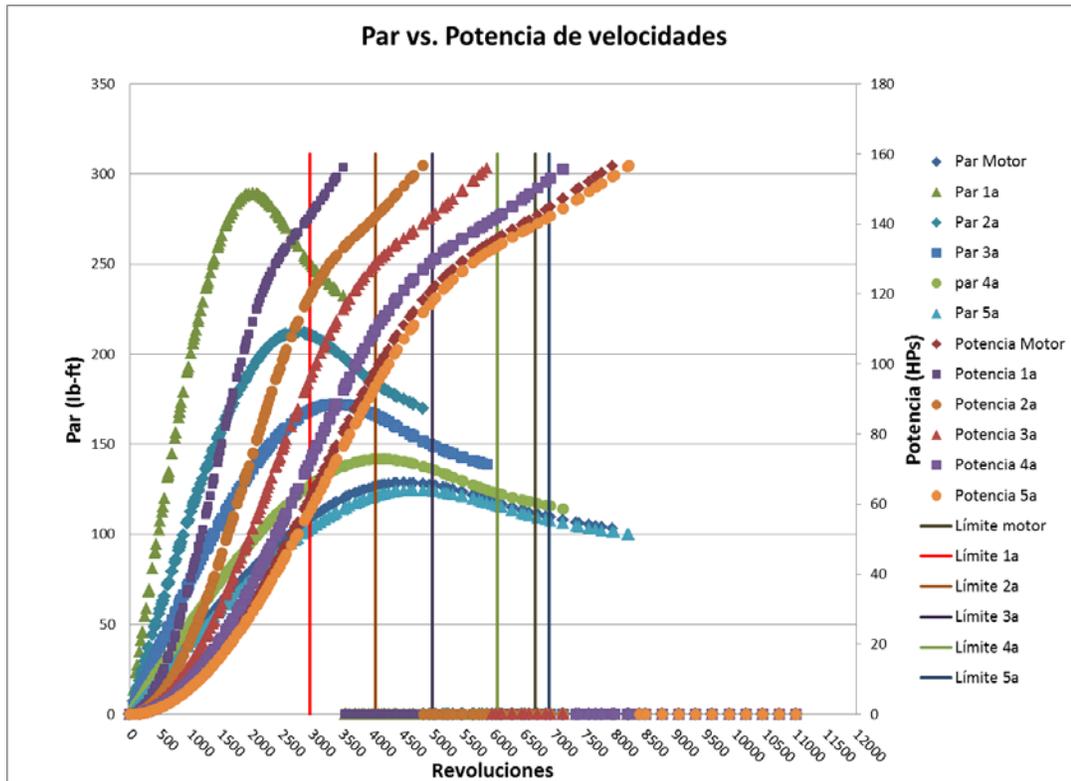


Figura 14.- Par vs. potencia de un motor de combustión interna con una transmisión de 5 velocidades.

La gráfica anterior muestra el acoplamiento del motor con una transmisión manual de cinco velocidades, a los valores mostrados les falta agregar el último multiplicador, el diferencial.

El diferencial es un elemento mecánico que permite que las ruedas de un vehículo, en costados opuestos, giren a revoluciones diferentes cuando un vehículo está tomando una curva permitiendo una mayor estabilidad del mismo. Dado que el diferencial está formado por engranes, éstos pueden ser diseñados para mantener, aumentar o disminuir la velocidad y el par de la fuente (motor). Por la disposición de los engranes, el diferencial, también puede ser el encargado de hacer un cambio de dirección transversalmente, en el sentido de giro. Dicho cambio es necesario para poder transmitir el movimiento a las ruedas en vehículos con el motor localizado longitudinalmente. Para el caso en estudio, el diferencial solamente tiene una relación o factor multiplicador, por lo que todos los valores de la transmisión dados con anterioridad se van a multiplicar por la relación del diferencial. Para el caso en estudio el valor de la reducción del diferencial es de 3.73.

Incluyendo el valor del diferencial:

1ª: 8.3925:1

2ª: 6.1545:1

3ª: 4.9982:1

4ª: 4.1141:1

5ª: 3.6069:1

Al considerar el diferencial los valores de la tabla anterior se multiplican por 3.73, y es lo que se transmite a las ruedas mediante las flechas conectoras. Es decir, cuando la transmisión se encuentra en la primera velocidad, por cada 8.3925 vueltas del motor la rueda va a girar 1 vuelta, pero el par que entrega el motor, por ejemplo, 100 lb-ft, a las ruedas les llega un par de 839.25 lb-ft., y así para cada valor de operación del motor.

Los motores de combustión interna, por su naturaleza tienen que variar sus condiciones de operación constantemente para cumplir con los requerimientos del camino en cuestión. Por lo que la transmisión tiene el objetivo de ajustar esas necesidades de par y velocidad entregadas por el motor y lo que van requiriendo las ruedas

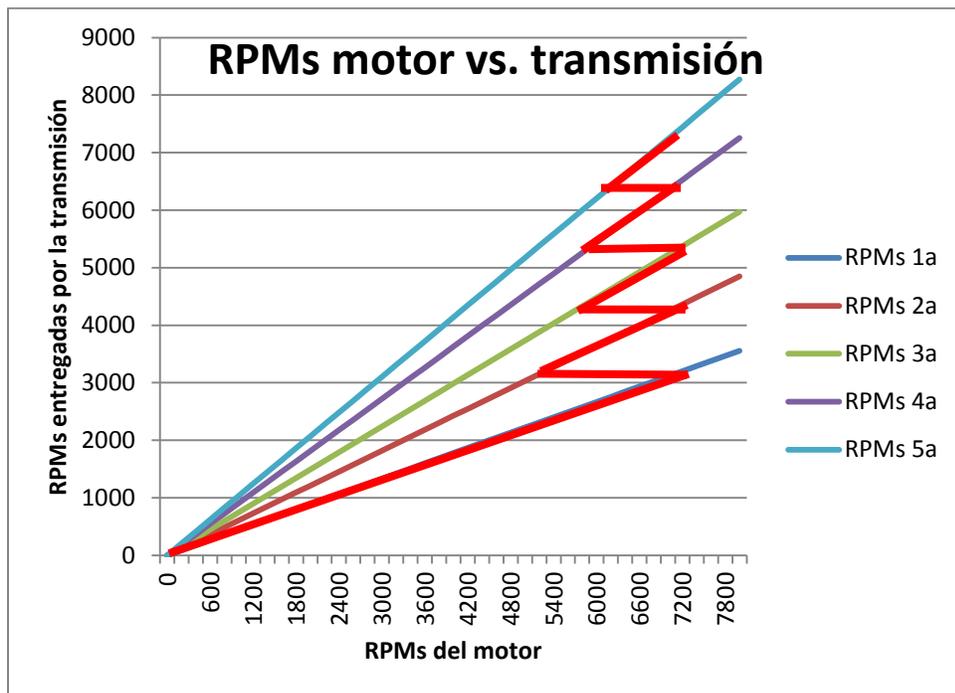


Figura 15.- RPMs del motor vs. RPMs en la transmisión

La gráfica anterior [figura 15] muestra el comportamiento de las RPMs entregadas por el motor contra las RPMs entregadas por la transmisión manual, la línea roja muestra los cambios de las velocidades (relaciones) por medio del embrague. Las transmisiones automáticas presentan un comportamiento similar. Las líneas rojas horizontales es el momento en que el embrague es accionado por el usuario.

El vehículo de combustión interna en cuestión

Par Máximo: 128 lb-ft @ 4300 rpms

Potencia Máxima: 140 HP @ 6500 rpms

Transmisión	Relación	Con diferencial
1a	2.25	8.393
2a	1.65	6.155
3a	1.34	4.998
4a	1.103	4.114
5a	0.967	3.607
Diferencial	3.73	

Tabla 1.- Relaciones de transmisión manual

Diámetro de la rueda: 22 in -incluye llanta y aro (rin en inglés)-

Relación de velocidad y número de velocidad de la transmisión
De 0 a 20 Km/h el vehículo está en 1ª velocidad
De 21 a 40 Km/h el vehículo está en 2ª velocidad
De 41 a 60 Km/h el vehículo está en 3ª velocidad
De 61 a 85 Km/h el vehículo está en 4ª velocidad
Mayor 85 Km/h el vehículo está en 5ª velocidad

Tabla 2.- Relación de velocidad y número paso de la transmisión

Con los datos mostrados podemos obtener el comportamiento del vehículo aplicando los ciclos de manejo FTP y HWFET.

3.1.1 Ciclo FTP

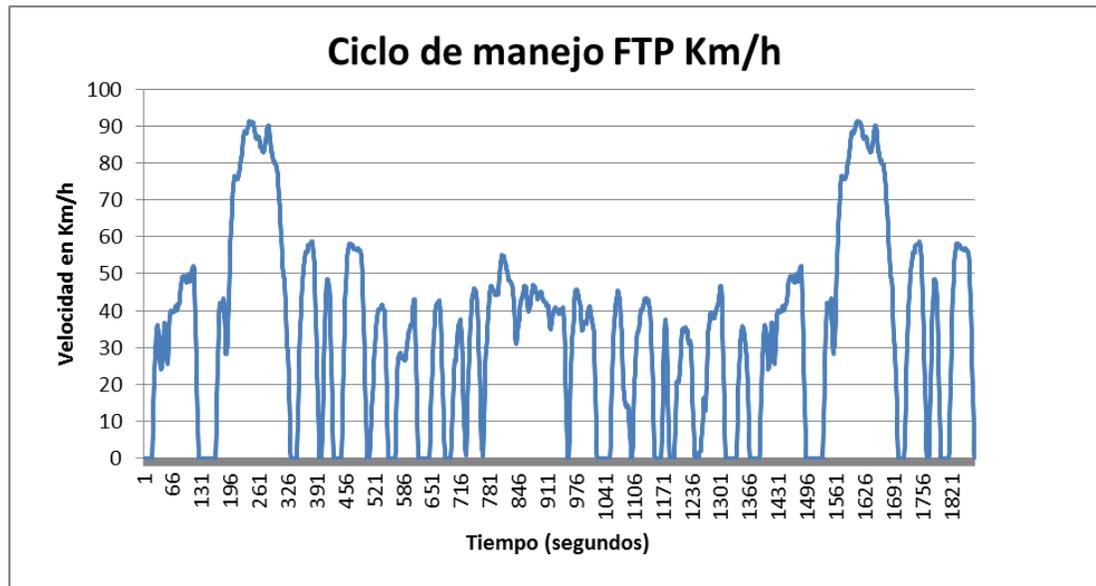


Figura 16.- Ciclo de manejo FTP en kilómetros por hora.

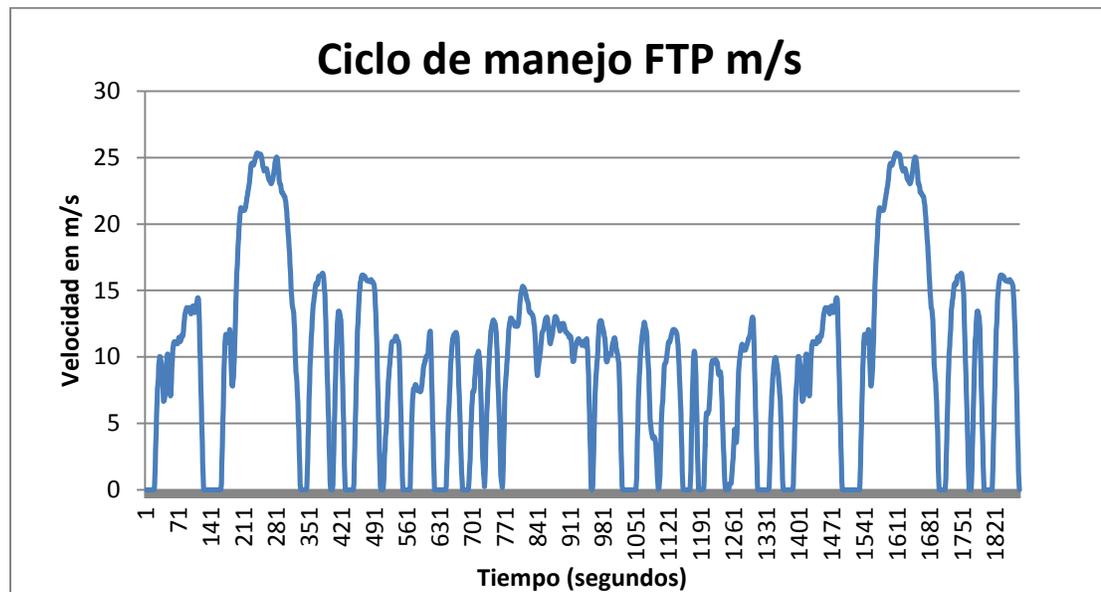


Figura 17.- Ciclo de manejo FTP en metros por segundo

Las dos gráficas anteriores [figura 16 y 17] son equivalentes, la diferencia es que una está dada en kilómetros por hora y la otra en metros por segundo. Se muestran ambas gráficas para tener la correlación entre ambas unidades.

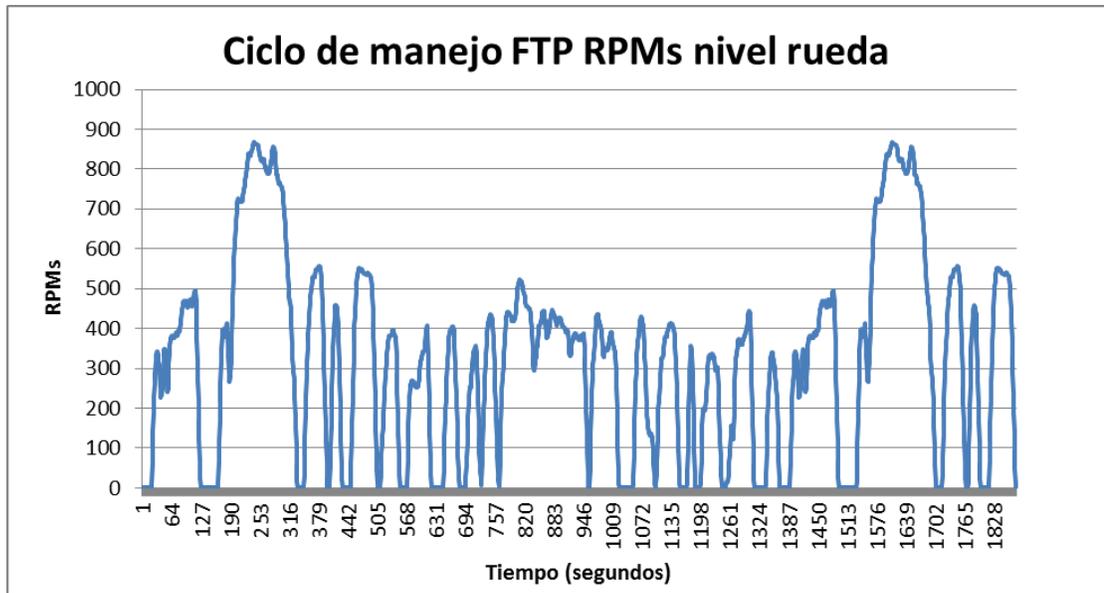


Figura 18.- Ciclo de manejo FTP, RPMs a nivel de rueda.

La gráfica anterior [figura 18] muestra el comportamiento del ciclo de manejo FTP en RPMs a través del tiempo al nivel de rueda, como se puede observar, las gráficas FTP mps y la de RPMs a nivel de rueda mostradas son idénticas, sin embargo tienen en el eje de las ordenadas valores diferentes.

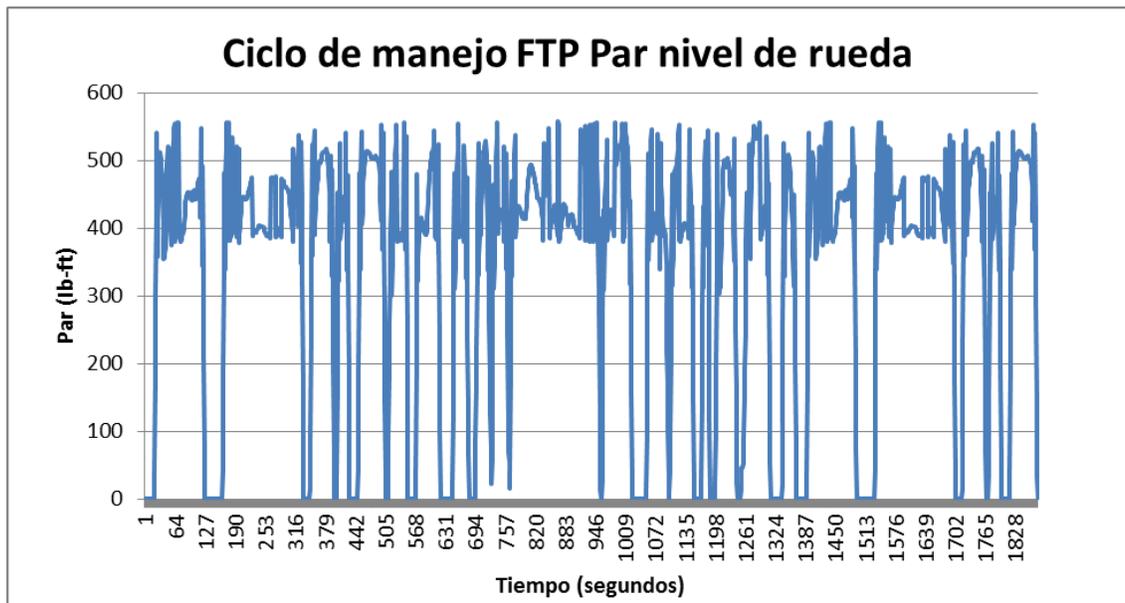


Figura 19.- Ciclo de manejo FTP, par a nivel de rueda.

En la gráfica anterior [figura 19] se puede observar el comportamiento del par a nivel de rueda del ciclo de manejo FTP a través del tiempo, como se puede observar el par se mantiene en un rango entre 400 a 500 lb-ft.

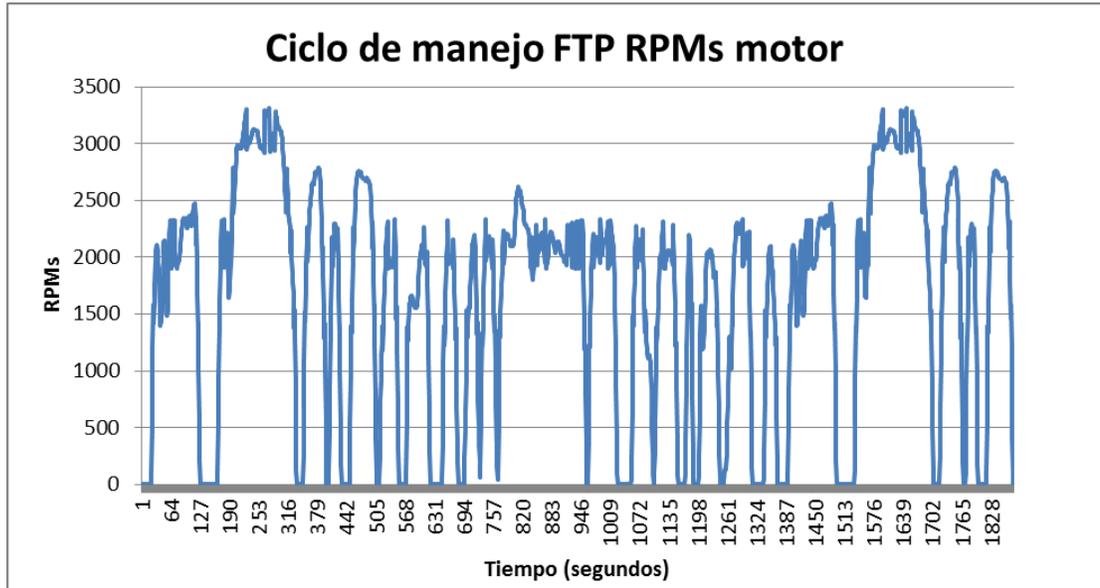


Figura 20.- Ciclo de manejo, RPMs a nivel de motor

La gráfica anterior [figura 20] muestra el comportamiento de las RPMs a nivel del motor. Se puede observar que el motor durante todo el ciclo de manejo prácticamente se mantiene en aproximadamente 2000 RPMs. Cabe mencionar, que los valores mostrados en 0, no implican que el motor se apague. El motor en realidad se mantiene en ralentí (parado en un semáforo, por ejemplo). Se muestran en cero por cuestiones de cálculo del par y la potencia.

Considerando el ralentí del motor a 900 rpm, el ciclo FTP a nivel del motor en RPMs queda como sigue [figura 21]:

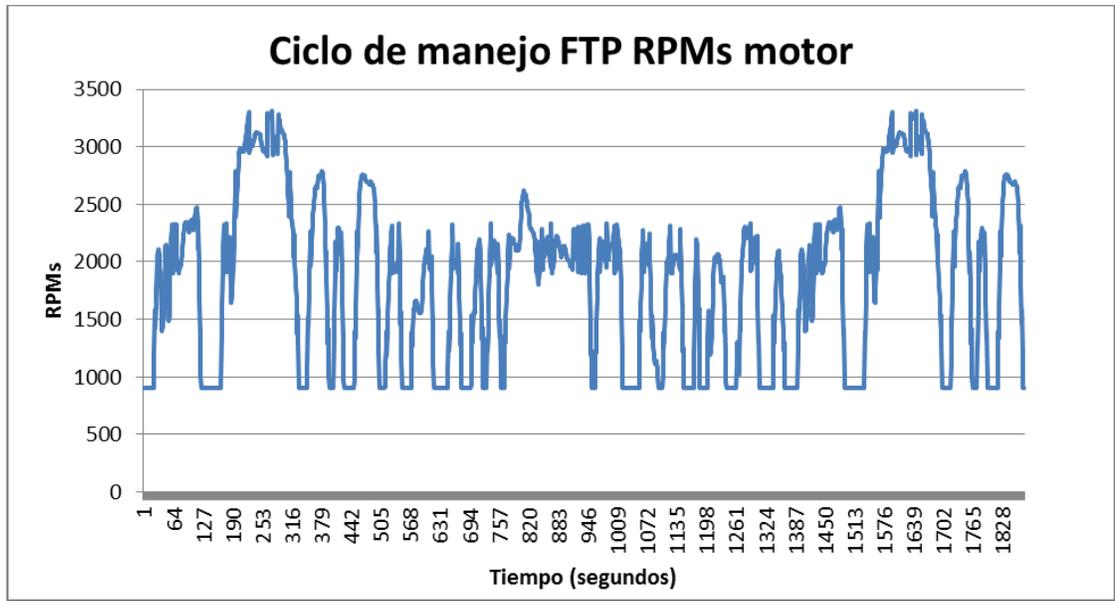


Figura 21.- Ciclo de manejo FTP, RPMs a nivel de motor con ralenti en 900 rpsms.

El par y la potencia del motor de combustión interna, exclusivamente, a través del ciclo FTP se muestran a continuación [figura 22 y 23].

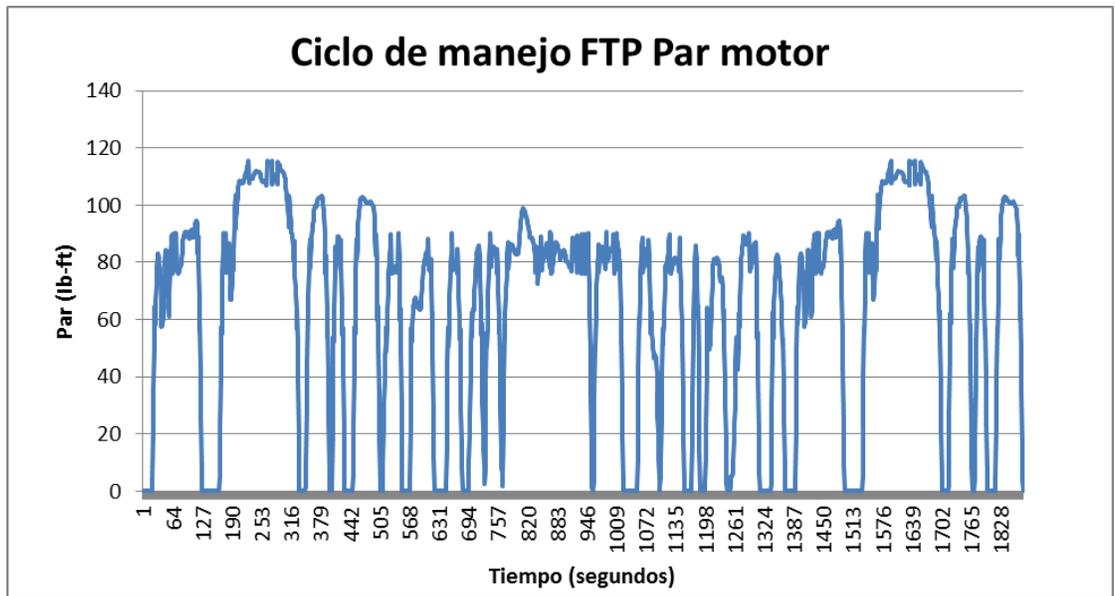


Figura 22.- Ciclo de manejo FTP, comportamiento del par del motor.

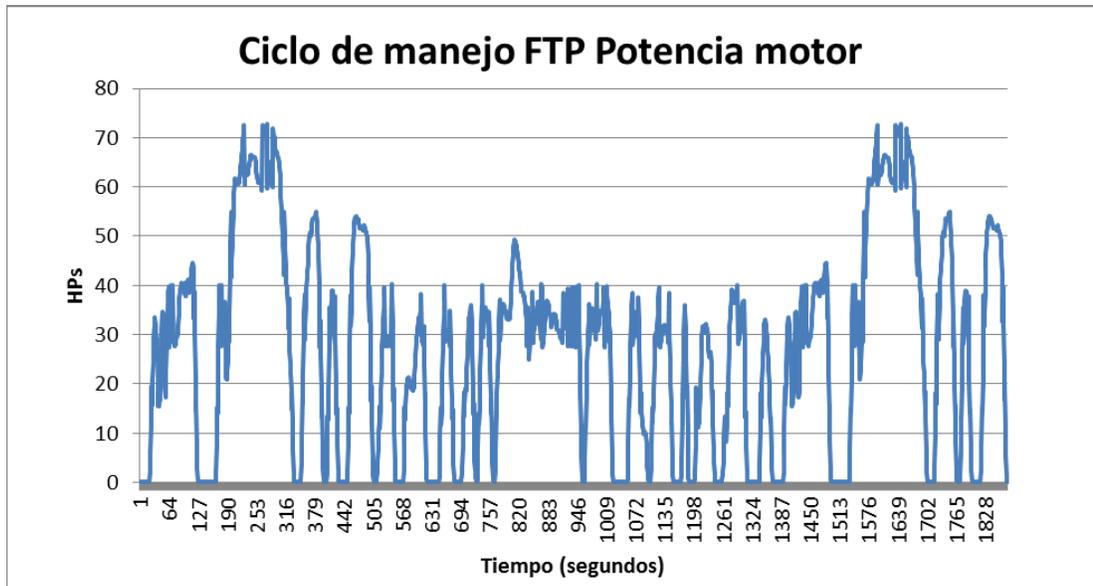


Figura 23.- Ciclo de manejo FTP, comportamiento de la potencia del motor.

Como se puede observar, el par nivel del motor, en el ciclo FTP, tiende a mantenerse en las 80 lb-ft aproximadamente. Así mismo, la potencia requerida del motor para el ciclo FTP tiende a mantenerse entre los 30 a 40 HPs.

3.1.2 Ciclo HWFET

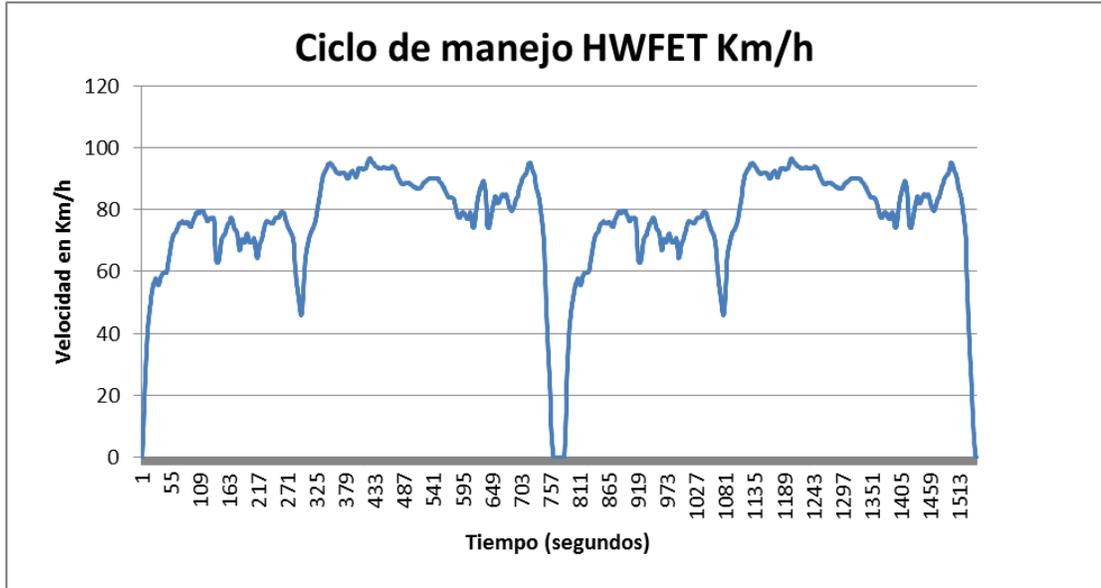


Figura 24.- Ciclo de manejo HWFET en kilómetros por hora.

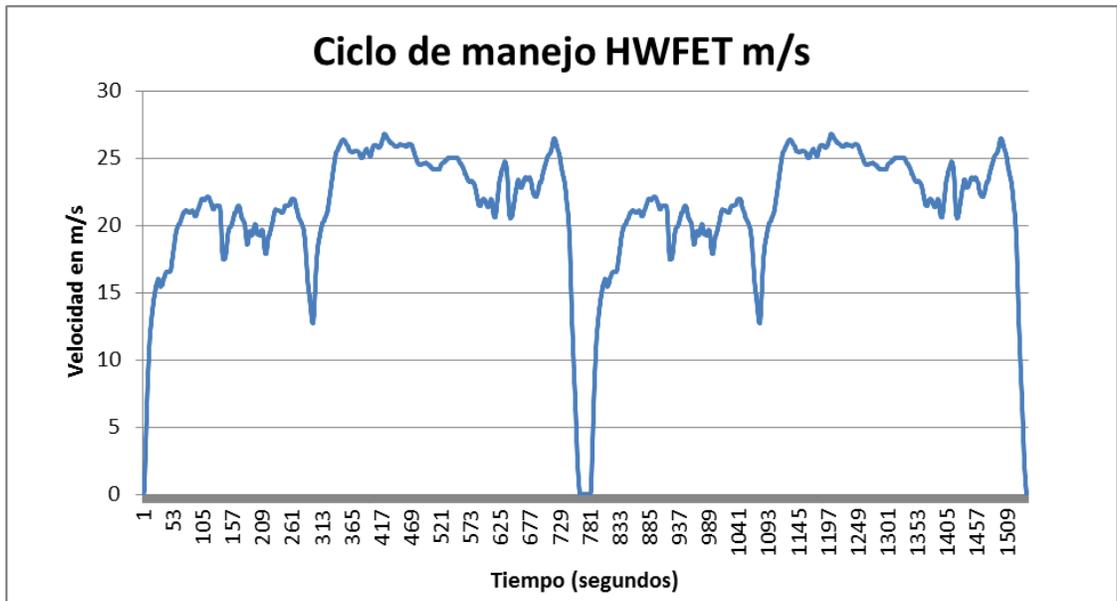


Figura 25.- Ciclo de manejo HWET en metros por segundo

Las dos gráficas anteriores [figura 24 y 25] son equivalentes, la diferencia es que una está dada en kilómetros por hora y la otra en metros por segundo. Se muestran ambas gráficas para tener la correlación entre ambas unidades.

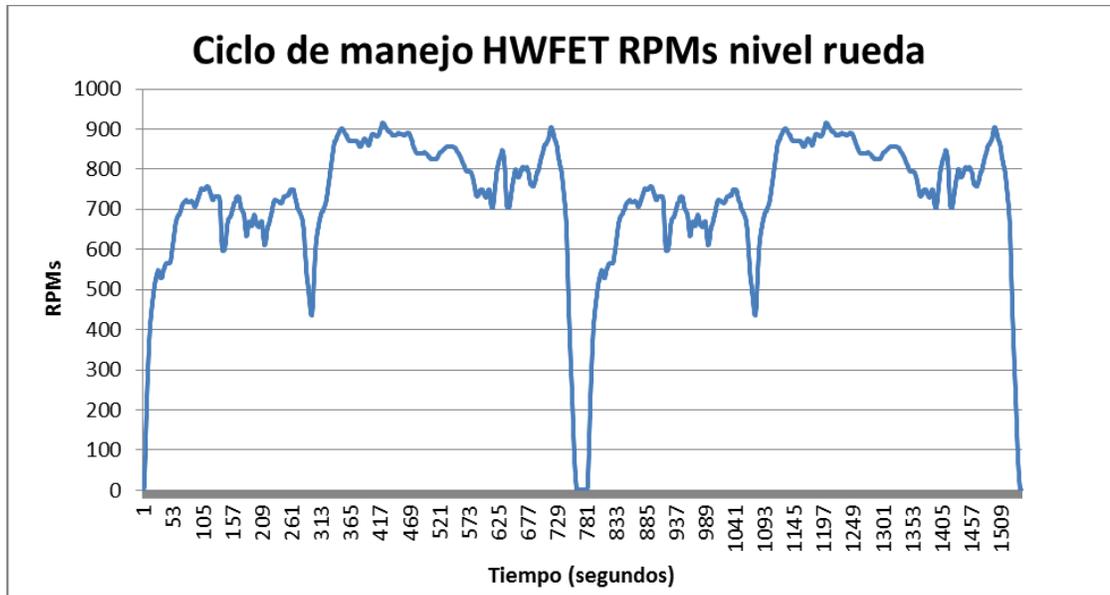


Figura 26.- Ciclo de manejo HWFET, RPMs a nivel de rueda.

La gráfica anterior [figura 26] muestra el comportamiento del ciclo de manejo en RPMs a través del tiempo al nivel de rueda. Como se puede observar, las gráficas HWFET mps y la de RPMs a nivel de rueda mostradas son idénticas, sin embargo tienen en el eje de las ordenadas valores diferentes.

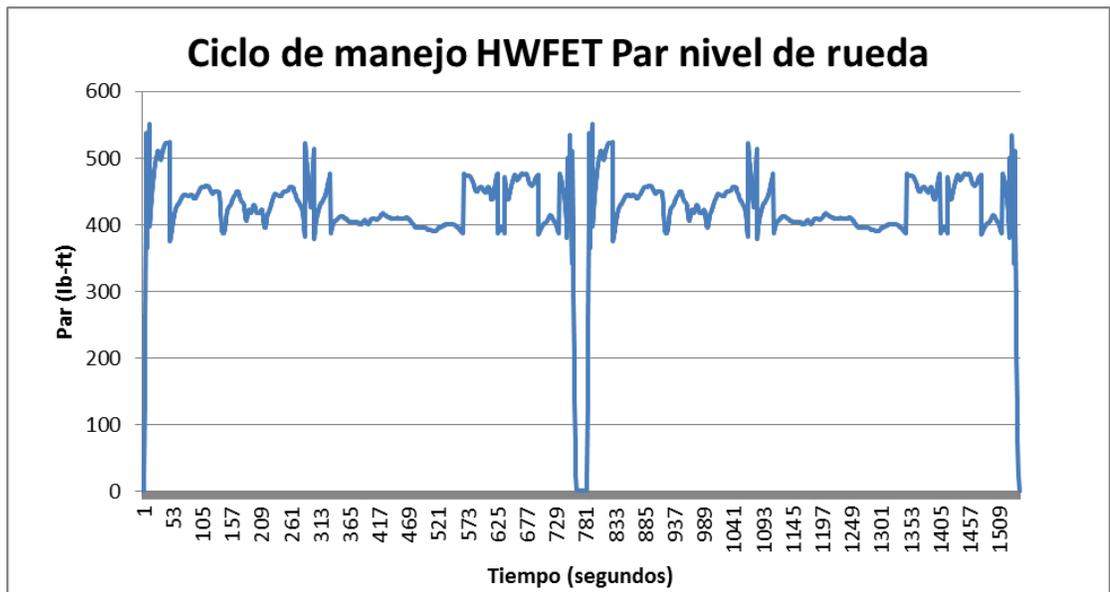


Figura 27.- Ciclo de manejo HWFET, par a nivel de rueda.

En la gráfica anterior [figura 27] se observa el comportamiento del par a nivel de rueda del ciclo de manejo HWFET a través del tiempo. Como se puede observar, el par se mantiene en un rango entre 400 a 500 lb-ft. Comportamiento similar al ciclo FTP, considerando el rango del par.

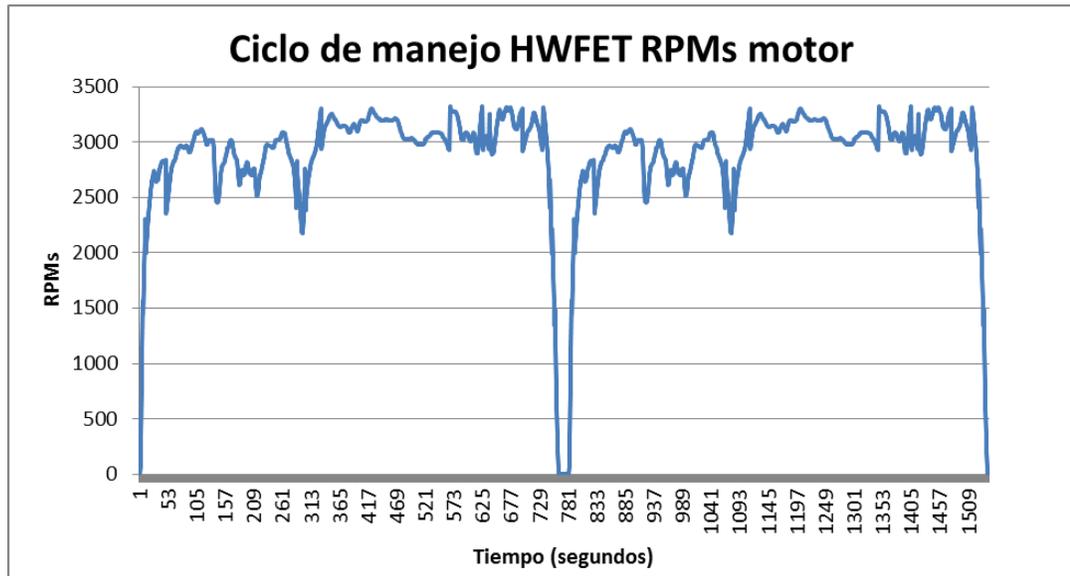


Figura 28.- Ciclo de manejo, RPMs a nivel de motor

La gráfica anterior [figura 28] muestra el comportamiento de las RPMs a nivel del motor, por lo que se observa, que el motor durante todo el ciclo de manejo predomina en mantenerse entre las 2700 y las 3300 rpm, aproximadamente, su funcionamiento.

El par y la potencia del motor exclusivamente a través del ciclo HWFET se muestran a continuación [figura 29 y 30].

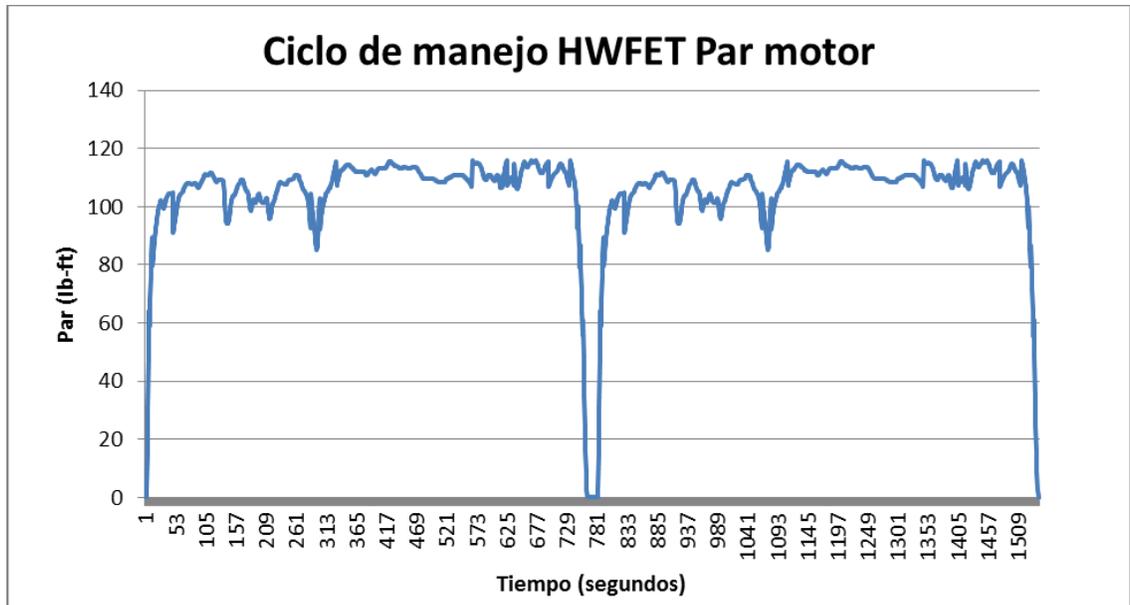


Figura 29.- Ciclo de manejo HWFET, comportamiento del par del motor.

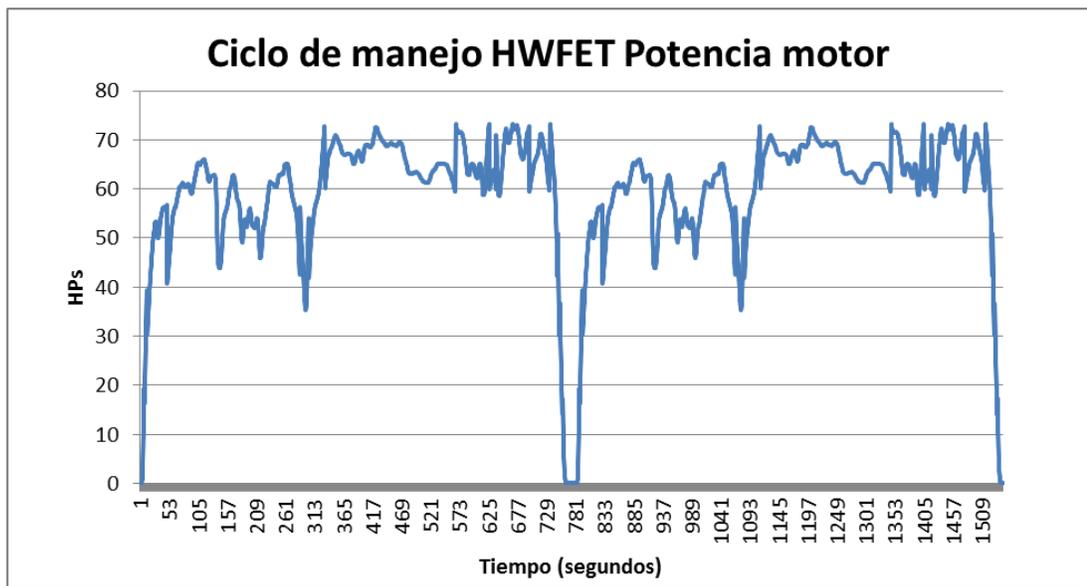


Figura 30.- Ciclo de manejo HWFET, comportamiento de la potencia del motor.

Como se puede observar, el par a nivel del motor, en el ciclo HWFET, tiende a mantenerse constante a los 110 lb-ft aproximadamente. Así mismo, la potencia requerida del motor para el ciclo HWFET tiende a mantenerse entre los 50 a 70 HPs, pero, a diferencia del par que tiende ser constante, la potencia presenta más variación a pesar de estar en una autopista, caso contrario a lo que se esperaría en la realidad.

3.2 Vehículo Híbrido

Cómo se mencionó con anterioridad los vehículos pueden tener diferentes configuraciones dependiendo del fabricante, entre ellos podemos distinguir las configuraciones mencionadas en serie, en paralelo o la combinación de ambos.

Para el caso en estudio tomaremos el vehículo que tiene la combinación de ambos sistemas (tanto en serie como en paralelo), El vehículo tiene las siguiente características.

Motores combinados [11]

Potencia total neta: 110 HP @ 5500 rpms

Par total neto: 127 lb-ft @ 1000 – 3500 rpms

Límite (Red line): 6000 rpms

Motor de combustión interna [11]

Potencia: 90 HP @ 5500 rpms

Par: 97 lb-ft @ 2800 rpms

Desplazamiento: 1497 cc

Motor Eléctrico [11]:

Potencia: 23 HP @ 1546 – 3000 rpms

Par: 78 lb-ft @ 500 – 1546 rpms

Diámetro de la rueda: 22 in (llanta y aro)

Gráficamente se puede observar el comportamiento de los motores de manera independientemente [figura 31 y 32] como sigue:

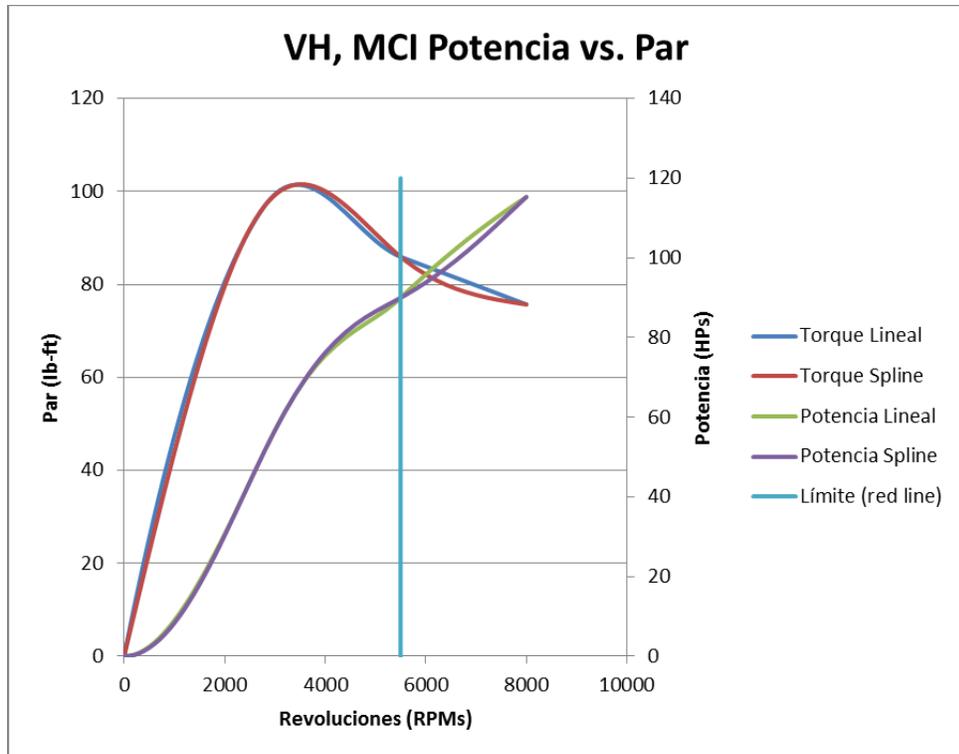


Figura 31.- MCI potencia vs. Par, del vehículo híbrido.

De la misma forma podemos graficar el comportamiento del motor eléctrico.

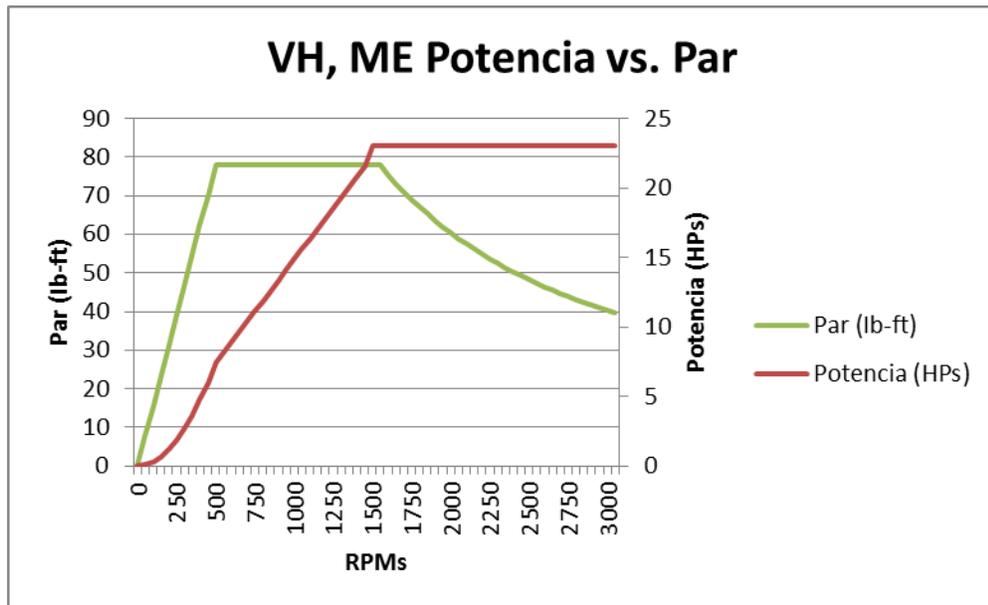


Figura 32.- Vehículo híbrido, ME potencia vs par.

Lo anterior es mostrando los motores del vehículo híbrido de manera independiente. Ahora bien, dependiendo de las necesidades del camino, del estado de las baterías así como de la interacción del usuario, los motores pueden estar ambos en funcionamiento o solamente uno.

La suma de ambos motores para la transmisión de potencia hacia las ruedas se hace a través de un tren planetario de engranes. La transmisión que se usará en el vehículo híbrido es una transmisión automática del tipo CVT.

La configuración propuesta del tren de transmisión para el vehículo híbrido y su funcionamiento en general se muestra a continuación [figura 33]. La configuración mostrada es una propuesta, diseño preliminar, de acoplamiento del tren motriz para un vehículo híbrido.

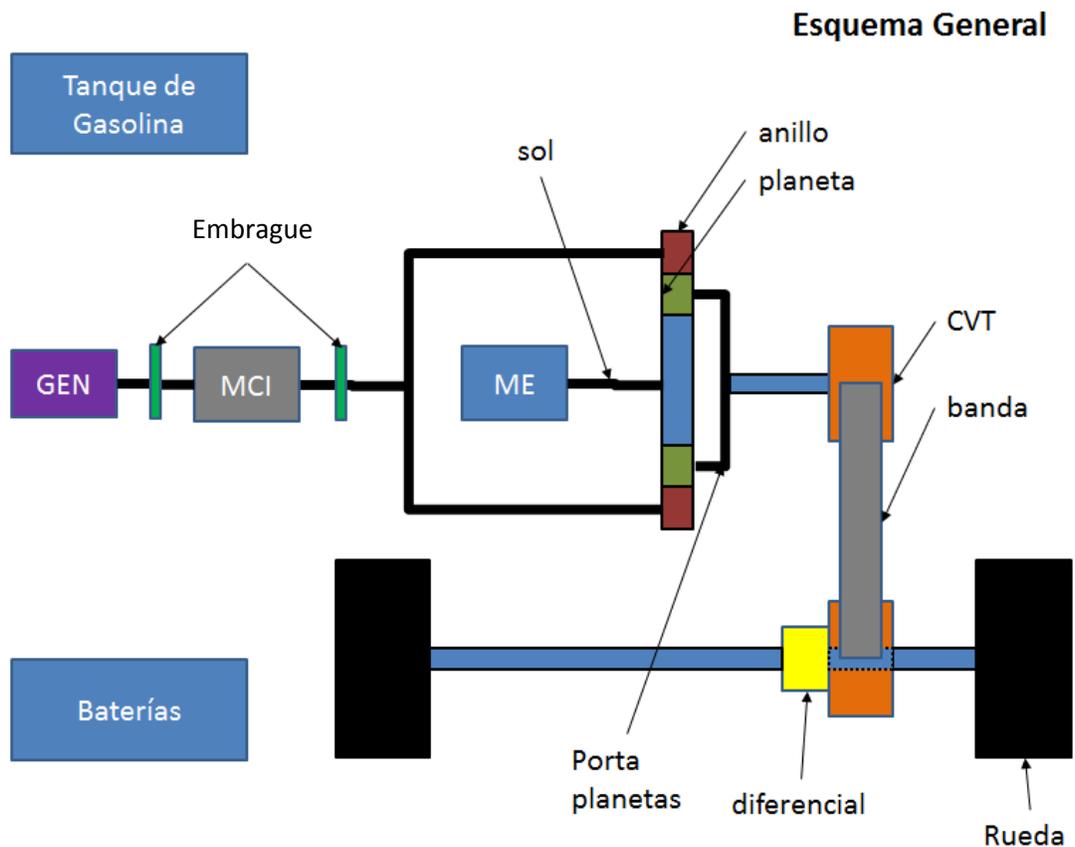


Figura 33.- Esquema general del tren de transmisión del vehículo híbrido en estudio. Diseño propuesto.

La propuesta hecha del tren motriz tiene la finalidad de simplificar el tren motriz de los vehículos híbridos, haciendo uso de la transmisión automática CVT por su versatilidad, así como del tren planetario de engranes para el acoplamiento de los dos motores.

El motor eléctrico se encuentra acoplado al engrane sol y es usado como entrada principal de par, es usado como entrada principal por la capacidad que tienen los motores eléctricos de tener un par constante en un rango de revoluciones dado, para el caso en estudio entre 500 y 1546 rpms. Al usar el motor eléctrico como proveedor de par principal, se cuenta con un grado de hibridación alto.

El motor de combustión interna está acoplado a la corona o anillo del tren planetario de engranes y es usado como entrada secundaria de par, así como para la recarga de las baterías, ya que se encuentra acoplado a un generador per medio de embragues.

La salida de par se obtiene a partir del porta-planetas, éste se encuentra acoplado a la polea transmisora (entrada) de la transmisión CVT.

La polea inducida (salida) está acoplada directamente acoplada con el diferencial, que a su vez cuenta con la salida hacia las ruedas.

El CVT tiene una banda metálica, en “V”, que une a las dos poleas variables.

El tren de transmisión para el vehículo híbrido, cuenta con dos embragues accionados electrónicamente y son los encargados de acoplar al motor de combustión interna y/o al generador permitiendo, en el caso del motor de combustión interna aportar par al sistema cuando es requerido y/o cargar las baterías mediante el generador, ambos embragues son controlados por el sistema de control del vehículo.

Existen cuatro posibles combinaciones en el tren planetario de engranes, en los que se identifican las posibles entradas (2) y la salida. Ahora bien dependiendo del tipo de vehículo que se requiera se debe de escoger una de las cuatro posibles combinaciones.

Combinación 1[figura 34]:

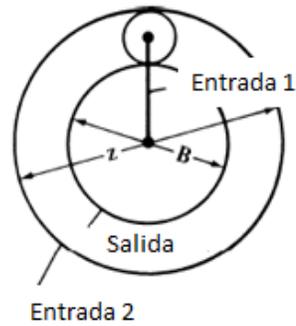


Figura 34.- Planetario combinación 1 [7].

Entrada 1: Porta Planetas

Entrada 2: Anillo

Salida: Engrane Sol

$$F = 1 + \frac{z * (1 - S)}{B}$$

Ecuación 3

[7]

F = rotación de la salida por revolución de la entrada 1

z = tamaño de la entrada 2 (paso diametral o número de dientes)

S = rotación de la entrada 2, por revolución de la entrada 1. S es negativo cuando la entrada 1 y la entrada 2 giran en sentido opuesto. También se puede usar la relación de velocidad entre la entrada 1 y la salida.

B = tamaño de la salida (paso diametral o número de dientes)

Por la conservación de la energía se tiene

$$Par_{salida} * Vel_{salida} = Par_{entrada1} * Vel_{entrada1} + Par_{entrada2} * Vel_{entrada2}$$

Ecuación 4

Haciendo uso de las ecuaciones 2, 3 y 4, para la combinación 1 del tren planetario de engranes, se obtienen altas revoluciones en el engrane sol (salida), además de un bajo par. Esta combinación no es factible para el caso en estudio debido que quiere que los pares de los motores sean sumados. Para este caso el par se disminuye un 80%, comparado con el par de entrada del motor eléctrico (La salida es ya considerando los 2 motores).

Combinación 2 [figura 35]:

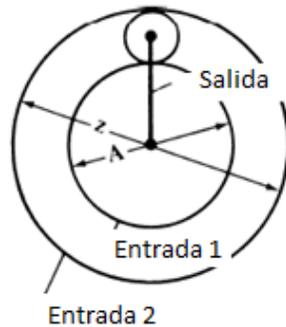


Figura 35.- Planetario combinación 2 [7]

Entrada 1: Engrane sol

Entrada 2: Anillo

Salida: Porta planetas

$$D = \frac{A + z}{A + (S * z)}$$

Ecuación 5

[7]

D = rotación de la entrada 1 por revolución de la salida

z = tamaño de la entrada 2 (paso diametral o número de dientes)

S = rotación de la entrada 2, por revolución de la entrada 1. S es negativo cuando la entrada 1 y la entrada 2 giran en sentido opuesto. También se puede usar la relación de velocidad entre la entrada 1 y la salida.

A = tamaño de la entrada 1 (paso diametral o número de dientes).

Haciendo uso de las ecuaciones 2, 4 y 5 para la combinación 2, se obtiene que dicho acoplamiento sea el idóneo, para el caso en estudio, ya que permite sumar los pares de ambos motores. Para este caso el par se incrementa un 50% tomando en cuenta el par proporcionado por el motor eléctrico. La velocidad de salida es un 15% menor al motor auxiliar, pero puede ser de hasta 5 veces más que el motor primario.

Combinación 3 [figura 36]:

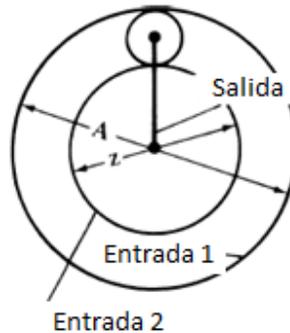


Figura 36.- Planetario combinación 3 [7]

Entrada 1: Anillo

Entrada 2: Engrane sol

Salida: Porta planetas

Usa la ecuación 5, igual que el caso 2.

Haciendo uso de las ecuaciones 2, 4 y 5 para la combinación 3 se obtiene que para dicho acoplamiento, a la salida se obtengan bajas revoluciones y un alto par, a manera de ejemplo, es como en un tractor. Este acoplamiento no es factible, ya que el par es demasiado alto para ser transmitido por el CVT, mayor a 350 lb-ft.

Combinación 4 [figura 37]:

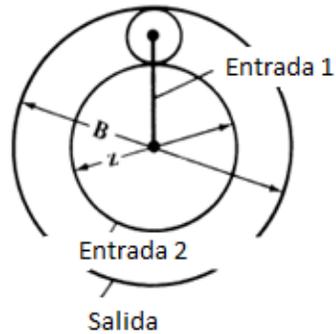


Figura 37.- Planetario combinación 4 [7]

Entrada 1: Porta planetas

Entrada 2: Engrane sol

Salida: Anillo

Usa la ecuación 3, igual que el caso 1.

Haciendo uso de las ecuaciones 2, 3 y 4, para la combinación 4, dicho acoplamiento no es factible para el caso en estudio ya que presenta interferencias a la hora de operación, es decir, en ciertas combinaciones de velocidades de la entrada 1 y entrada 2, el tren planetario de engranes se queda trabado, sin movimiento.

Ya con el esquema general, diseño preliminar, y utilizando el acoplamiento de la combinación 2 para el tren de engranes planetarios, se identifican diferentes casos de operación del vehículo híbrido, contemplando el sistema de control como base fundamental en el funcionamiento del vehículo, para el vehículo en estudio se identifican 5 casos.

Los casos son:

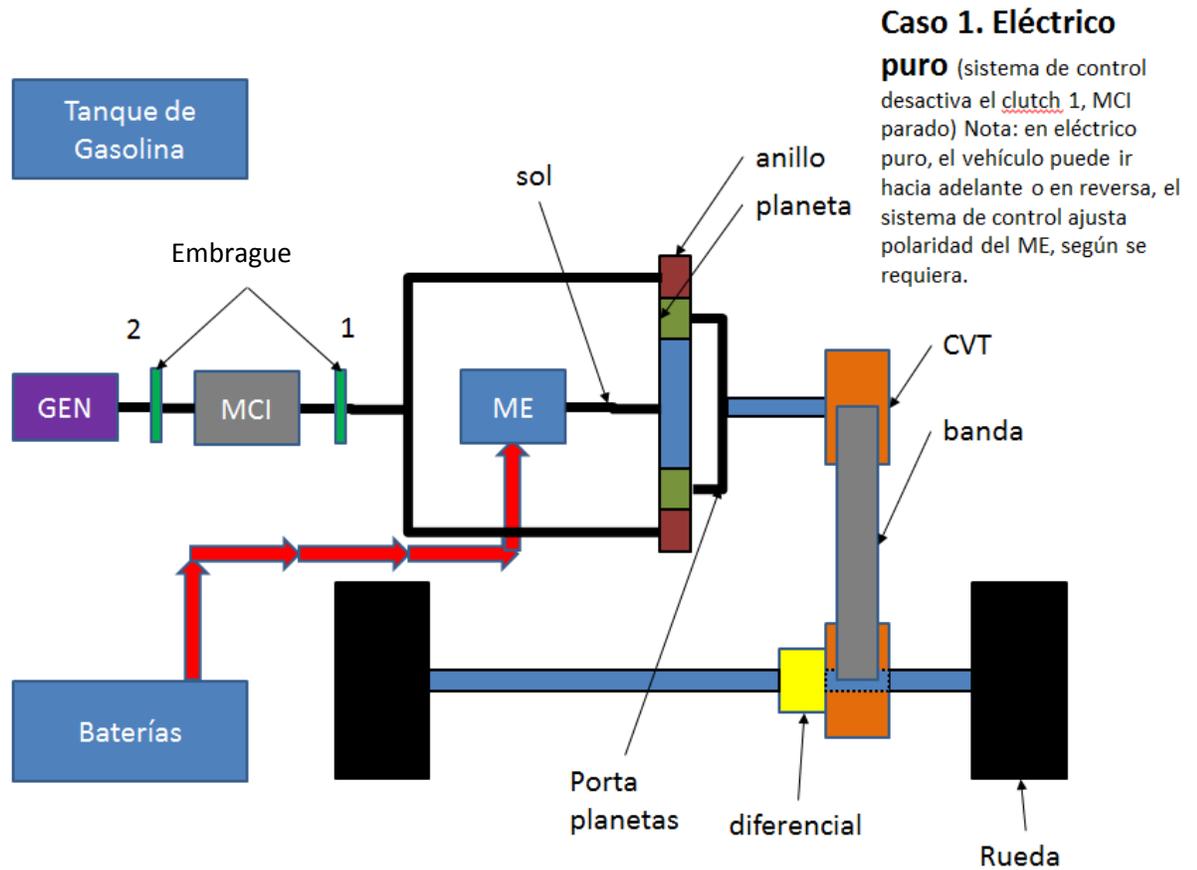


Figura 38.- Caso 1. Eléctrico puro.

En el Caso 1 [figura 38], los embragues 1 y 2 están desactivados, el motor de combustión interna está parado, por lo que el engrane corona se encuentra fijo, velocidad cero. El flujo de energía proviene de las baterías (se considera que están al entre un 65 a 100% de carga), dado que el motor de combustión interna está parado no hay flujo de energía del tanque de gasolina hacia el motor. Para el caso 1, la velocidad del vehículo es de 0 a 30 Km/h, en un tiempo no mayor 15 minutos (900 segundos). La reversa aplica en el caso 1: para dicho caso el sistema de control invierte la polaridad del motor eléctrico para que gire en sentido contrario. Se considera un vehículo eléctrico puro.

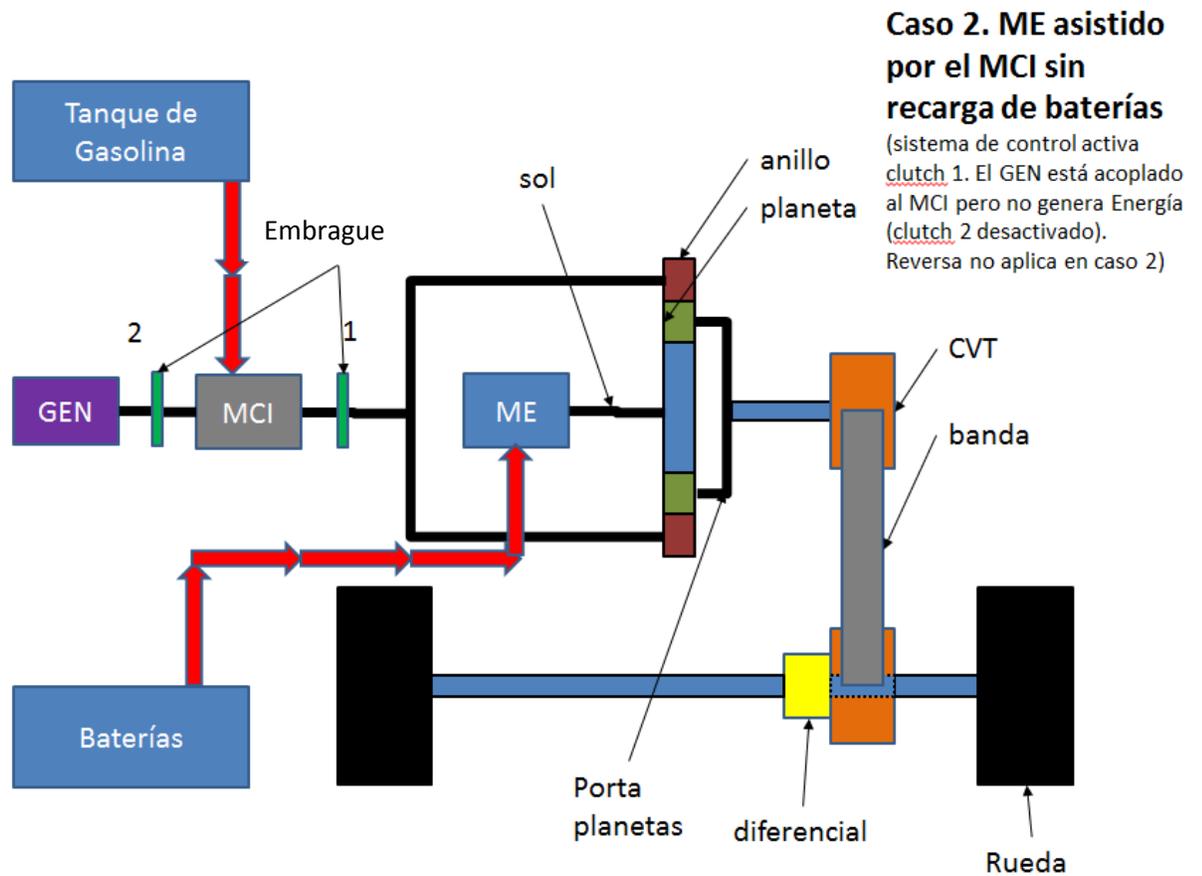


Figura 39.- Caso 2. Motor eléctrico es asistido por el motor de combustión interna sin recarga de baterías.

Para el caso 2 [figura 39], mediante el sistema de control el embrague 2 está desactivado y el 1 se activa, velocidad diferente de cero, se considera que las baterías están entre un 65 a un 100 % de carga. El flujo de energía proviene de ambos sistemas de almacenaje, las baterías y el tanque de gasolina. La velocidad del vehículo es mayor a 30 Km/h además de que es un tiempo menor a 15 minutos (900 segundos). El funcionamiento general del tren de transmisión propuesto es en paralelo, para vehículos híbridos.

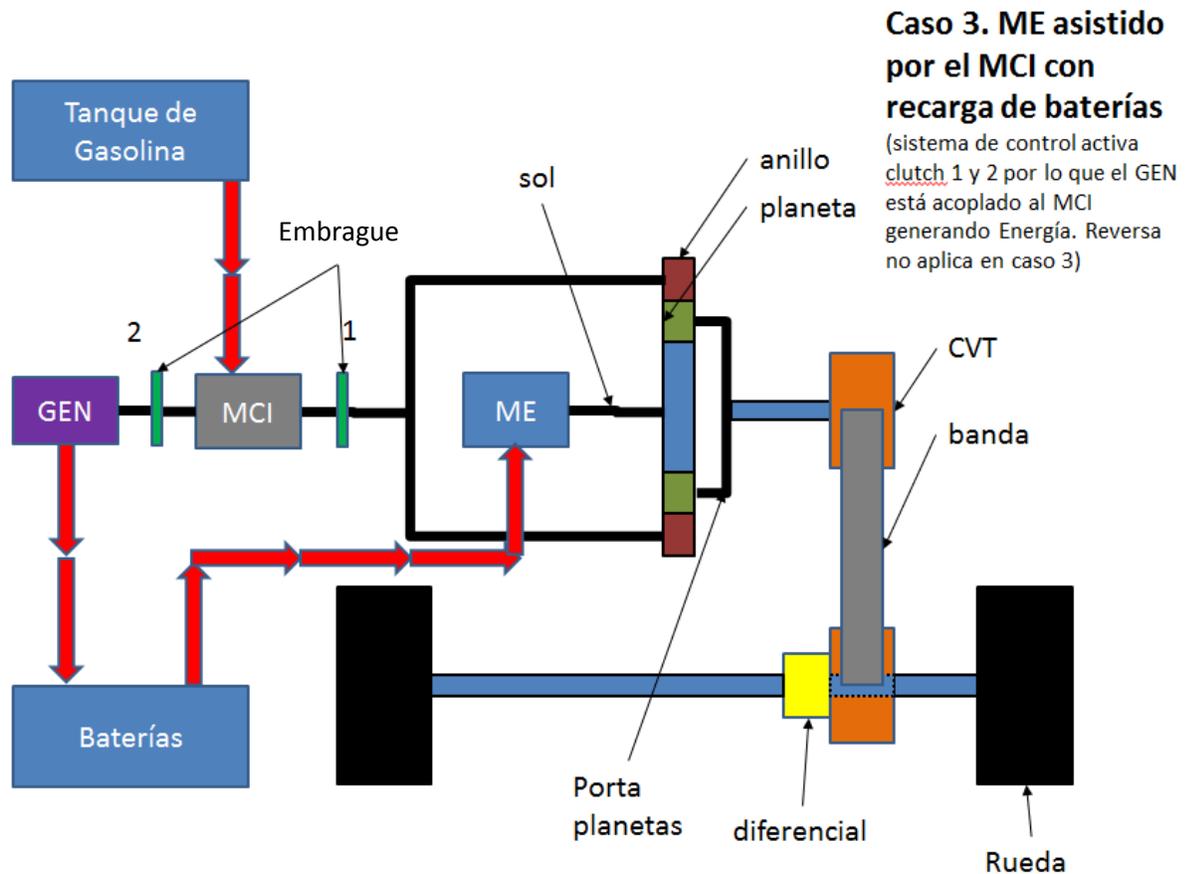


Figura 40.- Caso 3. Motor eléctrico es asistido por el motor de combustión interna además de que se recargan las baterías

Para el caso 3 [figura 40], mediante el sistema de control los embragues 1 y el 2 están activados, se considera que las baterías están por debajo del 65%. El flujo de energía proviene de ambos sistemas de almacenaje, las baterías y el tanque de gasolina, además de que del generador produce energía que se almacena en las baterías. La velocidad del vehículo es mayor a 30 Km/h además de que es un tiempo mayor a 15 minutos (900 segundos). El funcionamiento general del tren de transmisión propuesto es en paralelo, para vehículos híbridos.

En el Caso 3, dado que el motor de combustión interna transmite el par hacia las ruedas y también lo hace hacia el generador para recargar las baterías, se considera que el generador consume 20% de la capacidad del motor de combustión interna, por lo que solo el 80% del par es transmitido hacia el tren planetario de engranes.

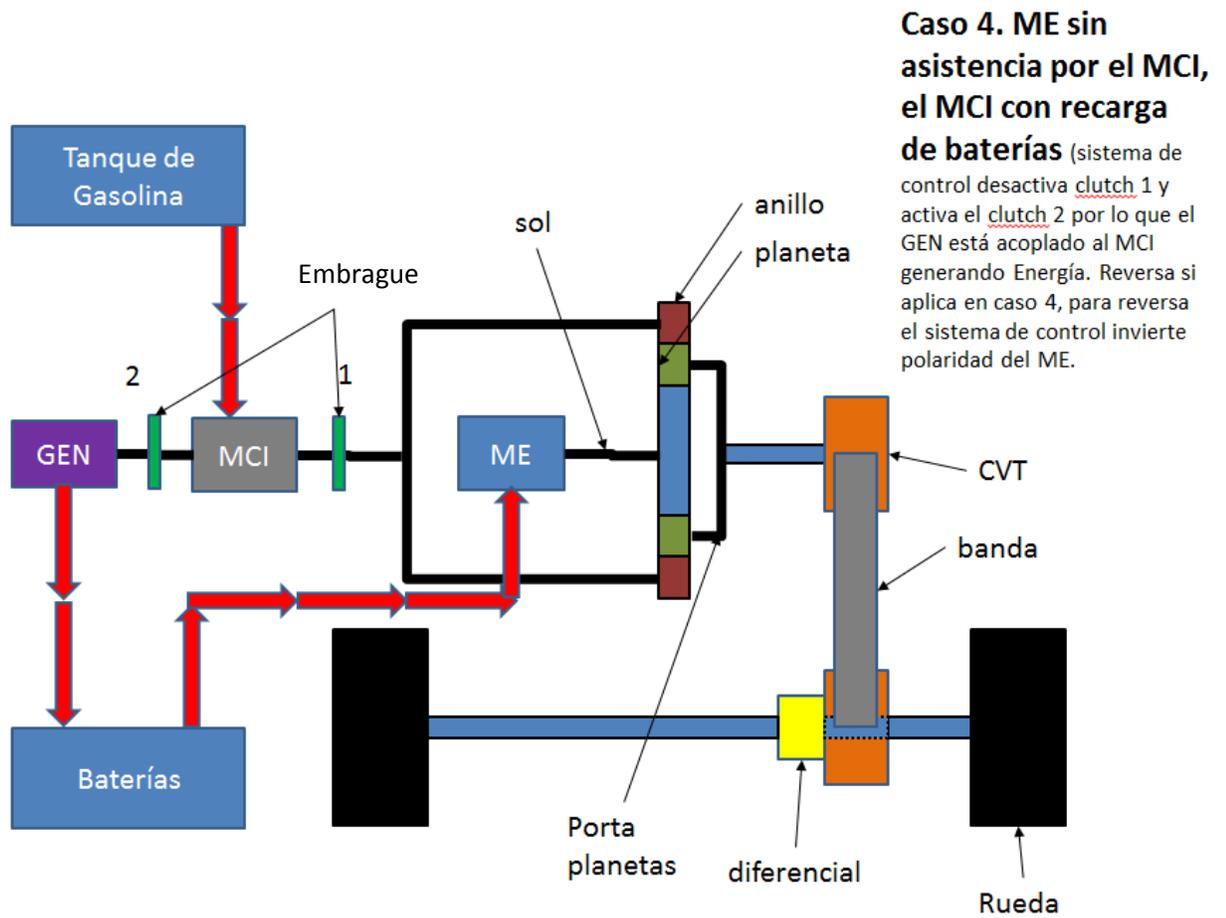


Figura 41.- Caso 4. Motor eléctrico sin asistencia del motor de combustión interna, existe recarga de baterías.

Para el caso 4 [figura 41], mediante el sistema de control el embrague 1 se desactiva, generando que se fije el engrane corona, velocidad cero, y el 2 se activa. Se considera que las baterías están por debajo del 65%. El flujo de energía proviene de ambos sistemas de almacenaje, las baterías y el tanque de gasolina, además de que del generador produce energía que se almacena en las baterías. La velocidad del vehículo es menor a 30 Km/h además de que es un tiempo mayor a 15 minutos (900 segundos). Para éste caso si hay reversa. El funcionamiento general del tren de transmisión propuesto es en serie, para vehículos híbridos.

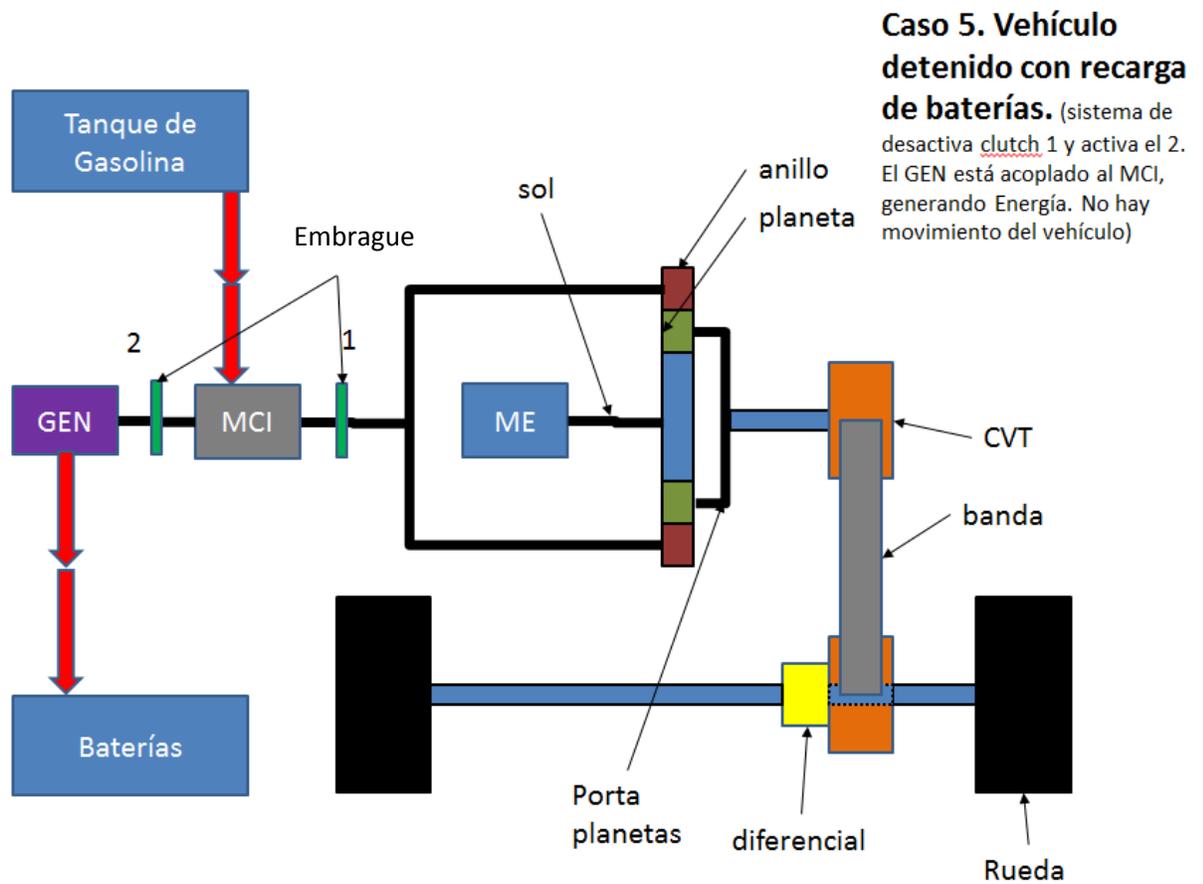


Figura 42.- Caso 5. Vehículo detenido con recarga de baterías.

Para el caso 5 [figura 42], el vehículo se encuentra detenido, por ejemplo, en un semáforo. Para este caso el sistema de control activa el embrague 2 y desactiva el embrague 1, por lo que el generador queda acoplado al motor de combustión interna produciendo energía para recarga de baterías. Se considera una velocidad de 0 Km/h y un tiempo mayor a 15 minutos (900 segundos) con las baterías con menos del 65% de carga. El funcionamiento es exclusivo del motor de combustión interna.

Resumen de los casos de operación:

Caso	Funcionamiento	Velocidad	Tiempo	Estado de Baterías
1	Eléctrico Puro	Hasta 30 Km/h	Menor a 15 min	Mayor a 65%
2	Híbrido sin recarga	Mayor a 30 Km/h	Menor a 15 min	Mayor a 65%
3	Híbrido con recarga	Mayor a 30 Km/h	Mayor a 15 min	Menor a 65%
4	Eléctrico con recarga de baterías (Serie)	Hasta 30 Km/h	Mayor a 15 min	Menor a 65 %
5	Detenido con recarga de baterías	0 Km/h	Mayor a 15 min	Menor a 65 %

Tabla 3.- Casos de operación vehículo híbrido

Como se mencionó con anterioridad para la combinación 2 del tren planetario de engranes se tiene lo siguiente:

Entrada principal: engrane sol que se acopla con el motor eléctrico directamente.

Entrada secundaria: anillo que se acopla con el motor de combustión interna, su giro es en sentido contrario a la entrada principal.

Salida: porta planetas que se acopla directamente al CVT. Siendo el sentido de giro es el mismo que el de la entrada principal.

Para nuestro caso de estudio se definió al tren planetario de engranes como sigue:

Engranes helicoidales en el tren planetario [figura 43]

- Angulo de Presión: 20°
- Angulo de Hélice: 30°
- Paso diametral (normal): 12 dientes por pulgada.
- Dientes engrane sol: 62, con diámetro de paso de 5.96"
- Dientes de los engranes planeta: 41 (se utilizan 4 engranes), con diámetro de paso de 3.94"
- Dientes del anillo: 144, con diámetro de paso de 13.85"
- Paso axial calculado: 6"
- Paso circular transversal calculado: 10.39"
- Ancho de cara propuesto: 1.5"

Se propone utilizar acero AISI/SAE 8620, el cual tiene como aplicaciones típicas cigüeñales, piñones, engranes, pernos, pistones, flechas. Es un acero grado maquinaria al níquel-cromo-molibdeno para cementación. Ofrece muy buena dureza superficial y gran tenacidad al núcleo. Con el proceso de cementado aplicado se incrementa el contenido de carbono en la superficie para que con un segundo tratamiento térmico adecuado, como el templado, la superficie sea substancialmente más dura que el núcleo. Dicho acero tiene un límite elástico de 121,000 lb/in² límite elástico (yield strength), por lo que el esfuerzo a la fatiga es de 28,000 lb/in². El esfuerzo a la fatiga es aproximadamente un 25% del límite elástico o esfuerzo de fluencia [8].

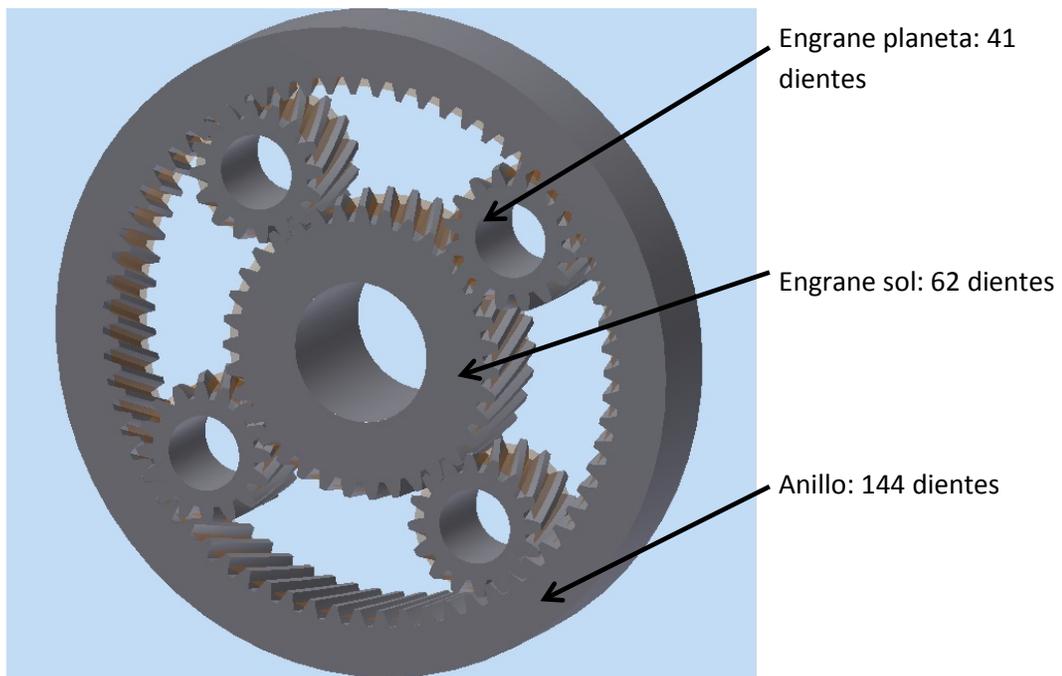


Figura 43.- Tren planetario de engranes [21].

Los dientes del anillo fueron determinados en base a los dientes del engrane sol y de los engranes planeta donde:

$$Dientes\ Anillo = Dientes\ Sol + 2 * Dientes\ Planeta$$

Ecuación 6

Con lo anterior podemos calcular la relación del tren planetario de engranes que tiene dos entradas y una salida. Ecuación 5:

$$D = \frac{A + z}{A + (S * z)}$$

Donde:

A = número de dientes de la entrada principal

z = número de dientes de la entrada secundaria

S = relación de velocidades de los motores de entrada (rpm secundario / rpm principal)

Con lo anterior A y z son fijos, pero el valor de S es variable dado la combinación de velocidades a las cuales operan los motores, el eléctrico y el de combustión interna.

Cabe señalar que se debe de tener un sistema de control que haga operar a los motores en sus zonas de máxima eficiencia, esto con el fin de poder obtener el mayor provecho de ambos motores. Además se debe de considerar que existen combinaciones de velocidades de los motores que no son válidas, es decir, a una cierta velocidad del motor eléctrico existen ciertas velocidades del motor de combustión interna que en caso de operar conjuntamente, se presenta un fenómeno de auto bloqueo del tren planetario de engranes. Por lo que el sistema de control es crucial para la operación del sistema híbrido.

El sistema de control no es el objetivo por lo que se harán consideraciones sobre su funcionamiento. Para poder maximizar la utilización de la energía almacenada en los vehículos híbridos un sistema inteligente de del manejo de la energía debe de ser adoptado [1]

Cuando el motor de combustión interna se encuentra a revoluciones menores a 1600 rpms, ocurre el fenómeno de bloqueo del tren planetario de engranes cuando las dos entradas

están en operación. Esto sucede debido a que el sistema en vez de transmitir el par lo absorbe. Las revoluciones del motor eléctrico pueden variar en todo su rango.

Por lo anterior, en los casos en donde se requiera el uso del motor de combustión interna para la generación de par, es decir, ayude al motor eléctrico, el sistema de control debe de activar el embrague 1, únicamente cuando las revoluciones de motor de combustión interna sean mayores a 1600 rpms. Lo anterior sucede para los casos de operación 2 y 3 del vehículo híbrido, en caso de que el embrague 1 sea activado y el motor de combustión interna tenga menos de 1600 rpms, el tren de planetario de engranes auto bloqueará.

La potencia del motor de combustión interna, y por lo tanto también el par, están basados en el flujo másico de combustible que entra a la cámara de combustión, proceso de conversión de energía química a energía mecánica.

La eficiencia de un motor de combustión interna está basada en el recíproco del gasto efectivo por el poder calorífico.

$$\eta = \frac{1}{g_{ef}Hc}$$

Ecuación 7

Donde

g_{ef} es el gasto efectivo

Hc es el poder calorífico de la gasolina (44000 KJ / Kg)

También la eficiencia está dada por:

$$\eta = \frac{N}{mf * Hc}$$

Ecuación 8

Donde

mf es el flujo másico

N es la potencia.

Considerando que, ecuación 2

$$HP = \frac{RPMs * Par}{5252}$$

Uniendo ambas fórmulas, ecuaciones 2 y 8, y despejando para el par obtenemos que

$$Par = \frac{\eta * mf * Hc * 5252 * 1.341}{RPMs}$$

1.341 es un factor de conversión de KW a HP donde 1 KW es igual a 1.341 HP.

De la ecuación anterior se observa que el par del motor de combustión interna es dependiente del flujo másico y de las revoluciones a las cuales opera.

Para obtener la máxima eficiencia se debe de optimizar el par, las siguientes gráficas nos muestran al par con sus respectivas variaciones en flujo másico y las revoluciones [figuras 44 a 48].

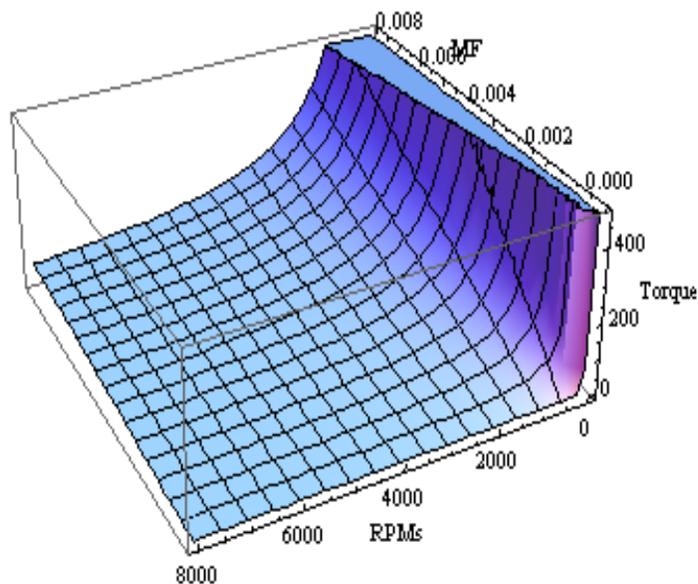


Figura 44.- Par variando RPMS y flujo másico (isométrico)

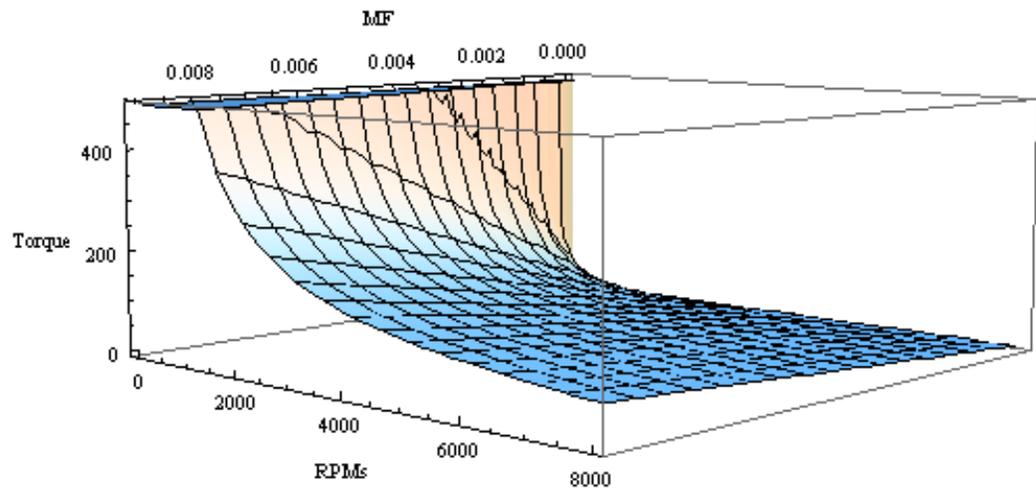


Figura 45.- Par variando RPMS y flujo másico (isométrico posterior)

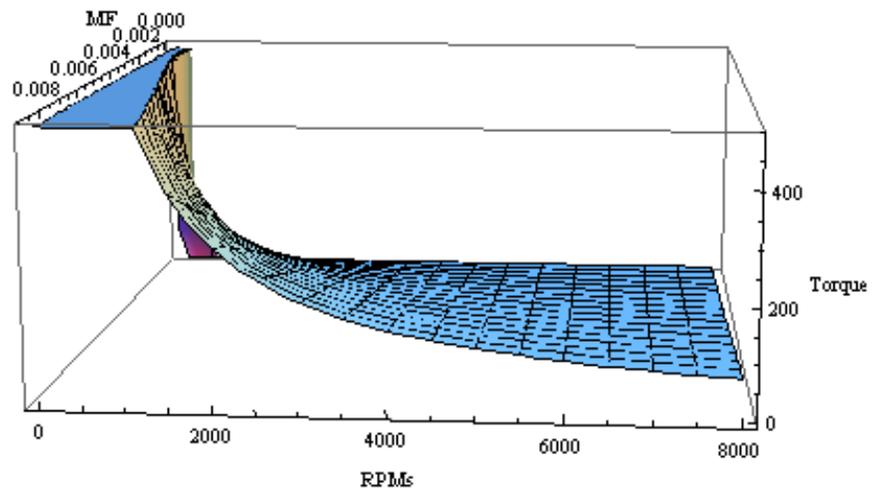


Figura 46.- Par variando RPMS y flujo másico (vista posterior)

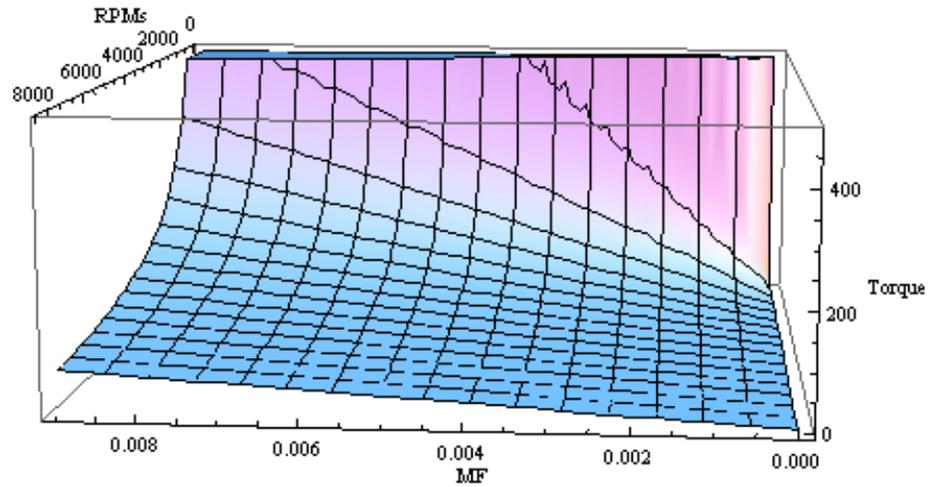


Figura 47.- Par variando RPMS y flujo másico (vista lateral izquierda)

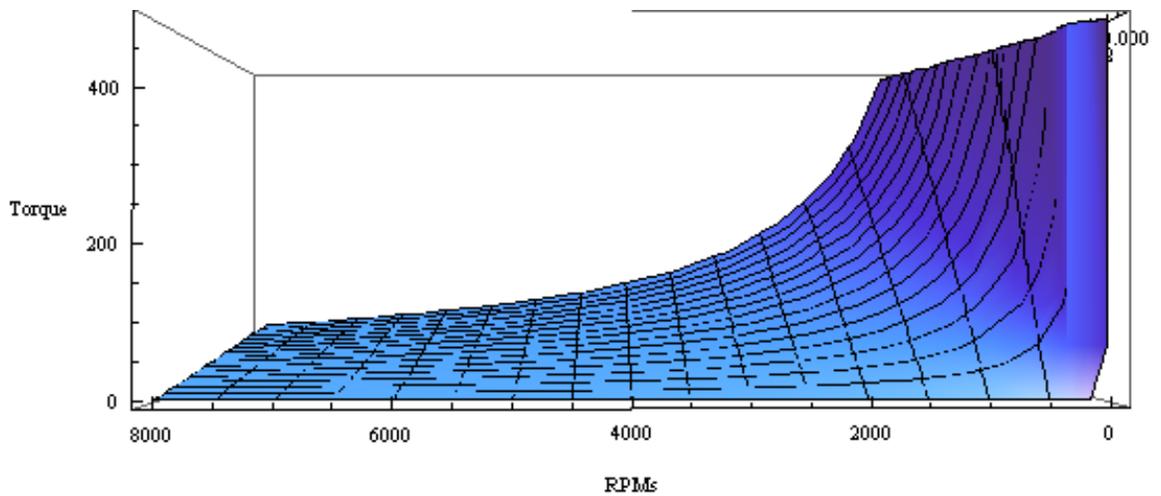


Figura 48.- Par variando RPMS y flujo másico (vista frontal)

Nota: todas las gráficas son la misma pero mostradas de diferente ángulo.

El valor utilizado para la eficiencia es de 20%, por lo que de la (las) gráficas anteriores se obtiene que el rango de operación óptimo del as revoluciones del motor de combustión interna es entre las 2000 y las 4000 rpms, además de que el flujo másico óptimo es entre .004 y .006 gramos por segundo. A pesar de que se obtiene un par mayor a un flujo másico más grande, el consumo de combustible es mayor, por lo que la autonomía se ve reducida.

Los valores de las revoluciones van en concordancia con el par máximo del motor a 2800 rpms.

Cabe mencionar que no todos los valores graficados son válidos, por ello que el rango anterior fue elegido, tanto para las revoluciones como para el flujo másico.

Adicionalmente, se hace notar que la fórmula para el par, éste es dependiente de tres variables, el flujo másico, las rpms y la eficiencia neta del motor, por lo que se da un valor a la eficiencia de acuerdo al fabricante.

Un ejemplo de un mapa de consumo, BSFC (por sus siglas en inglés, Brake Specific Fuel Consumption) es la siguiente figura [figura 49]:

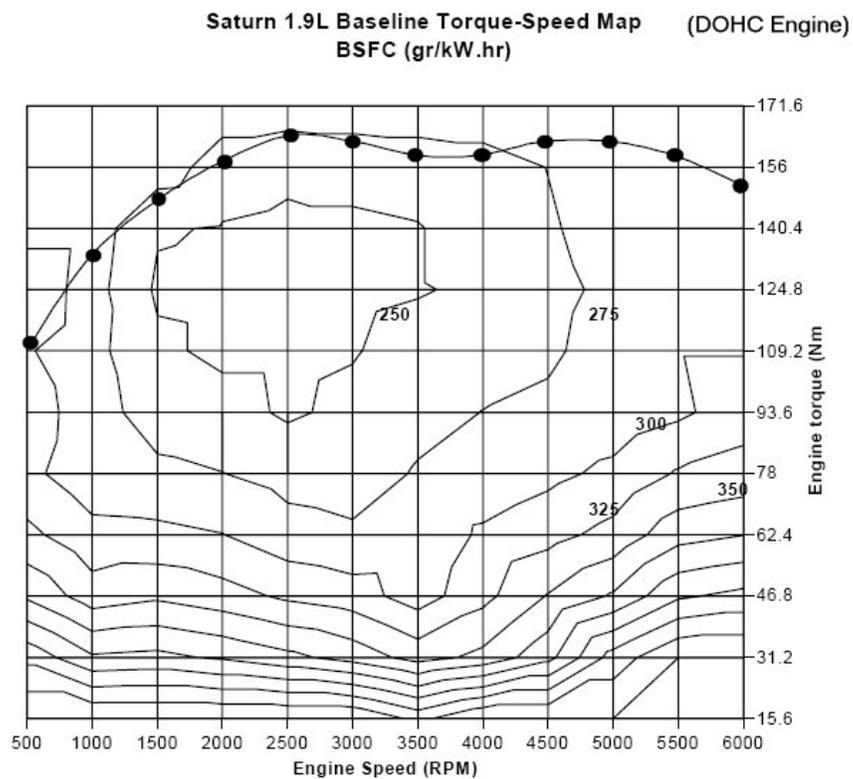


Figura 49.- Mapa BSFC para un saturn 1.9L [22]

El mapa mostrado es una aproximación al mapa del motor de combustión interna del vehículo híbrido en cuestión (en análisis), como se puede observar la zona demarcada por el área de 250 es la zona de máxima eficiencia, la cual se encuentra entre las 1500 y las 3500 rpms, valores cercanos a los obtenidos de 2000 a 4000 rpms del motor en estudio. (1 N-m es igual a 0.74 lb-ft).

3.2.1 Ciclo FTP

Con lo anterior, es posible generar las gráficas de los ciclos de manejo a la salida del tren planetario de engranes (sumando los dos motores).

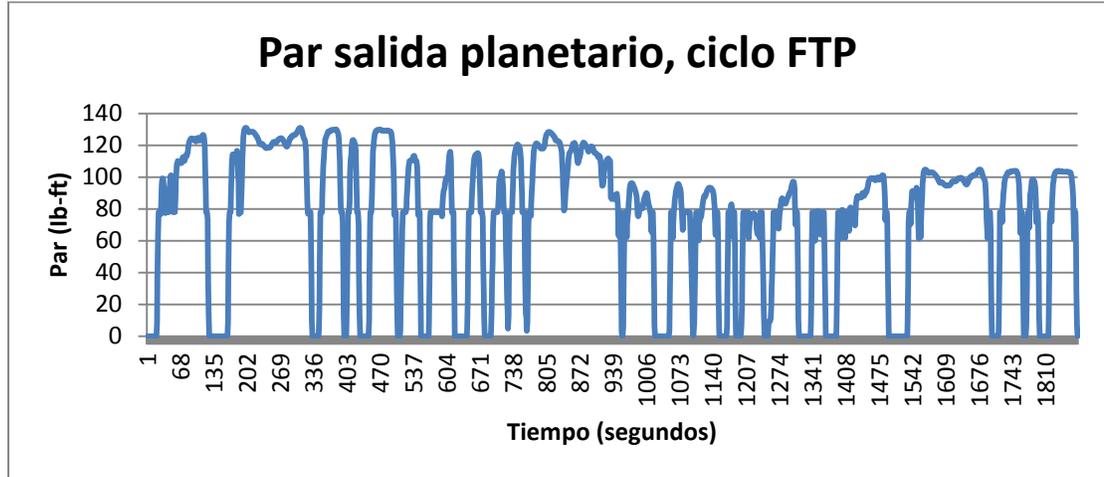


Figura 50.- Par, salida del planetario ciclo FTP

En la gráfica [figura 50] se muestra el par en el ciclo FTP, operando el tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, los valores son a la salida del tren planetario de engranes, es decir el porta planetas. Durante todo el trayecto del ciclo de manejo se hacen los diferentes casos de hibridación mencionados con anterioridad.

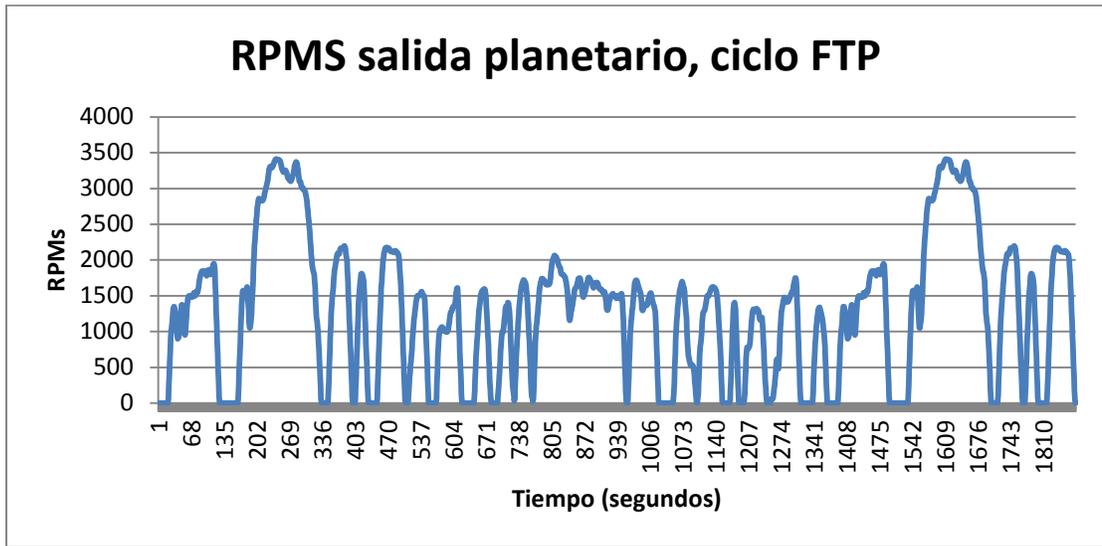


Figura 51.- RPMs Salida del planetario

En la gráfica [figura 51] se muestran las RPMs a la salida del tren planetario de engranes en el ciclo FTP operando el tren de transmisión para vehículo híbrido propuesto, es decir, las RPMs en el porta planetas. Durante todo el trayecto del ciclo de manejo se hacen los diferentes casos de hibridación mencionados con anterioridad.

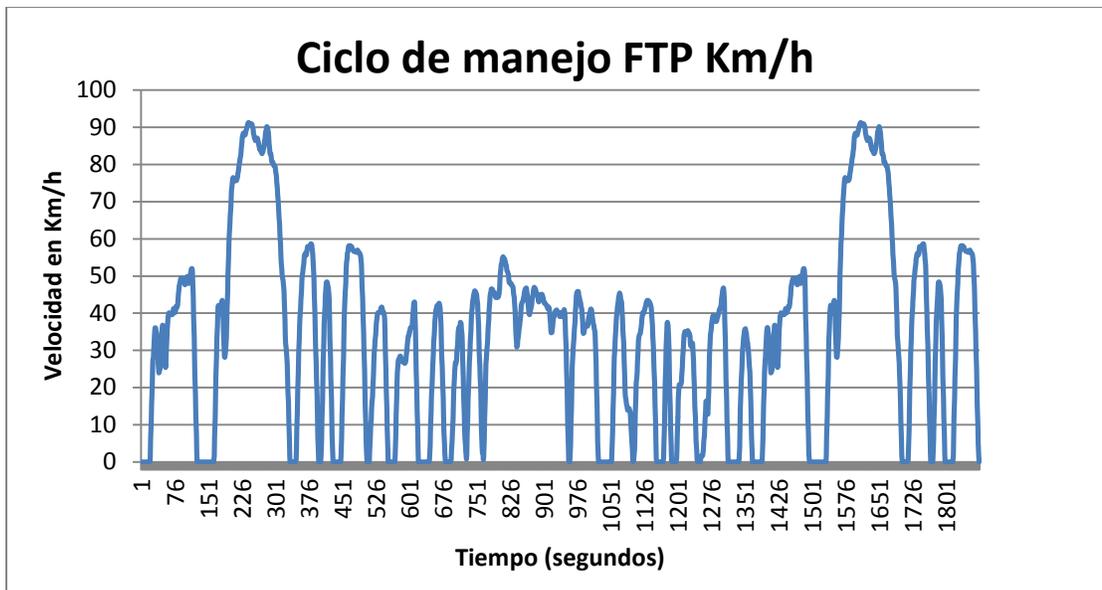


Figura 52.- Ciclo de manejo FPT en Km/h

A manera de comparación se muestra el ciclo FTP en estudio [figura 52]. Como se puede observar ésta gráfica y la de RPMs salida del tren planetario de engranes, presentan el mismo trazo pero con diferentes unidades en el eje de las ordenadas. Las RPMs que el ciclo de manejo va pidiendo son las mismas que el vehículo va proveyendo.

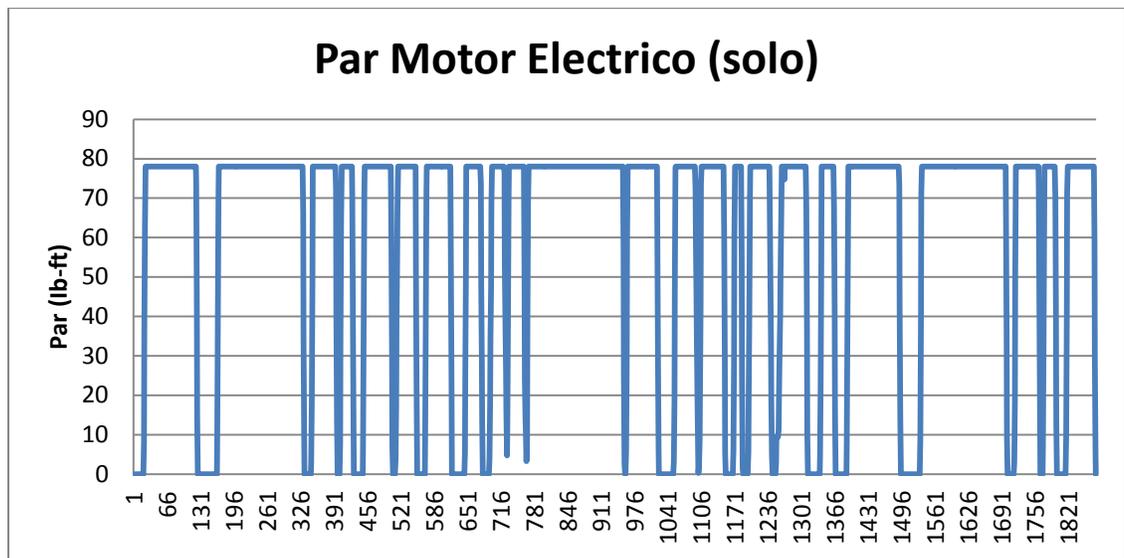


Figura 53.- Par del motor eléctrico ciclo FTP

La gráfica anterior [figura 53] muestra el comportamiento del par en el motor eléctrico del tren de transmisión para el vehículo híbrido, durante todo el ciclo FTP.

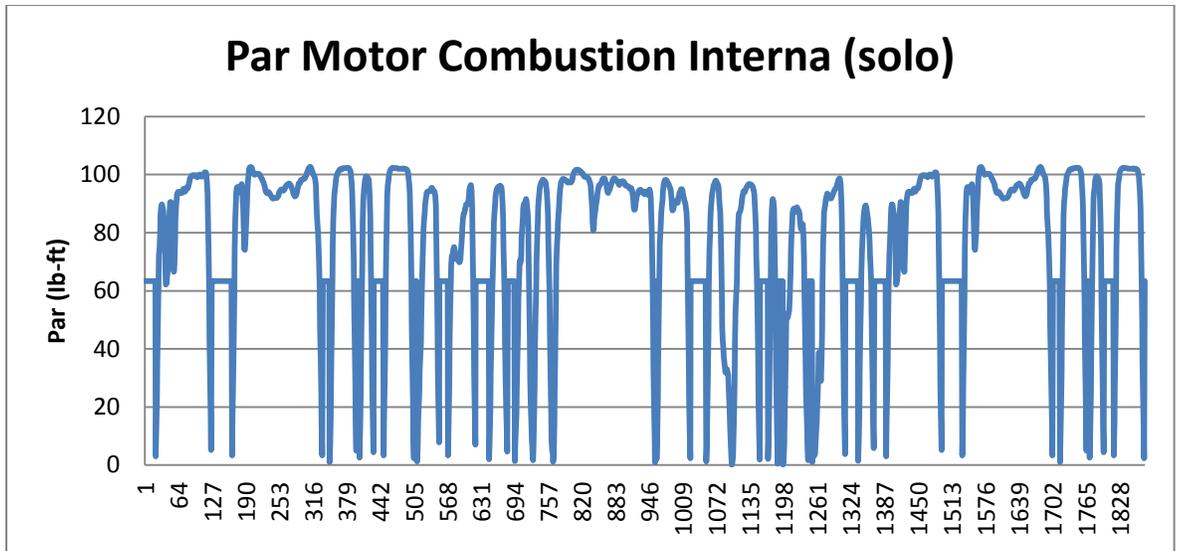


Figura 54.- Par del motor combustión interna ciclo FTP

La gráfica anterior [figura 54] muestra el comportamiento del par en el motor de combustión interna, del tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, durante todo el ciclo FTP.

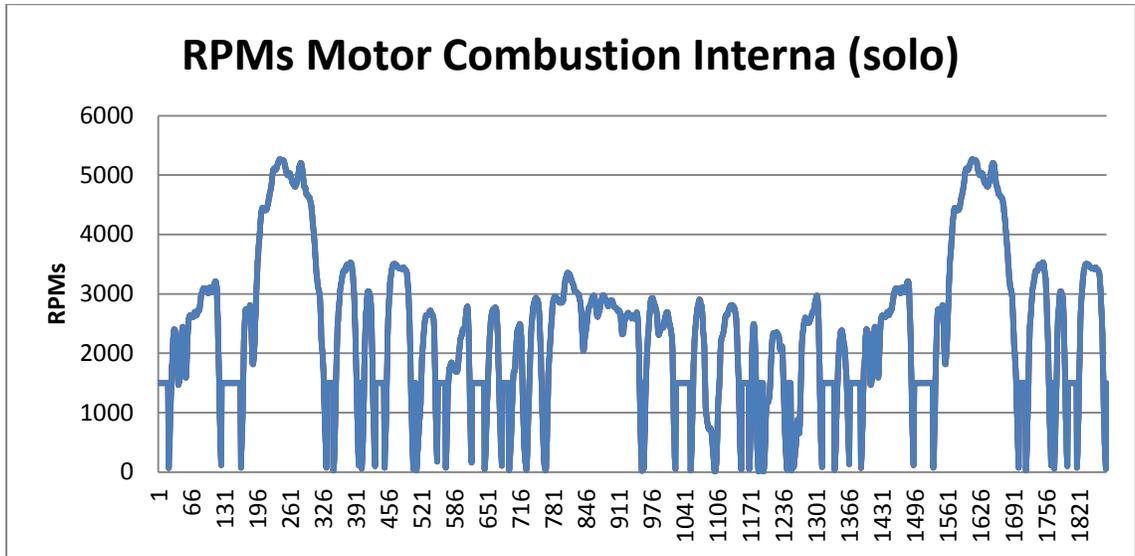


Figura 55.- RPMs del motor combustión interna ciclo FTP, tren híbrido

La gráfica anterior [figura 55] muestra el comportamiento de las RPMs en el motor de combustión interna del tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, durante todo el ciclo FTP.

3.2.2 Ciclo HWFET

Además del ciclo FTP se generaron las gráficas para el ciclo HWFET a la salida del tren planetario de engranes (sumando los dos motores).

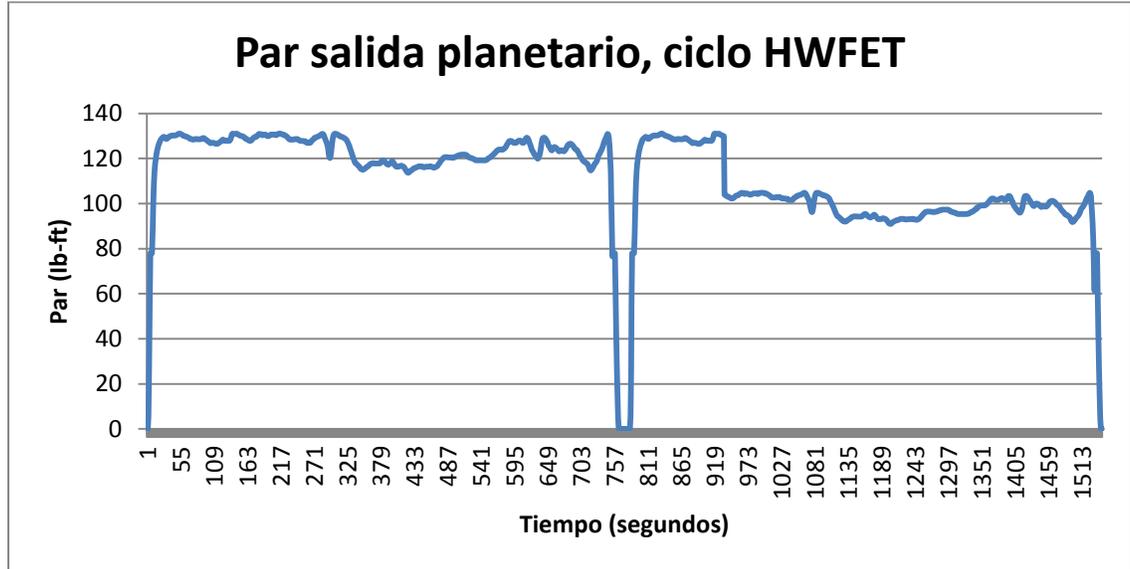


Figura 56.- Par a la salida del planetario ciclo HWFET

En la gráfica [figura 56] se muestra el par en el ciclo HWFET, operando el tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, los valores son a la salida del tren planetario de engranes, es decir el porta planetas. Durante todo el trayecto del ciclo de manejo se hacen los diferentes casos de hibridación mencionados con anterioridad.

Como puede apreciarse en la gráfica entre los puntos 919 y 973, se muestra una caída de par, esto es debido a que el motor de combustión interna canaliza parte de su par para la recarga de las baterías, como se especificó en el caso 3.

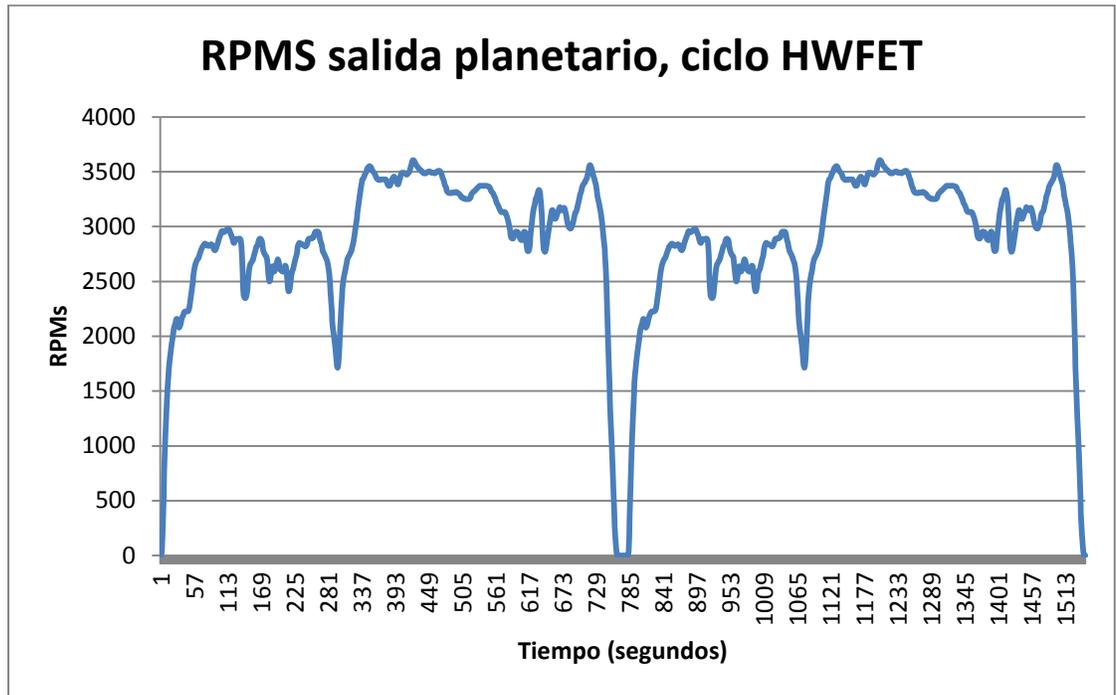


Figura 57.- RPMS Salida del planetario, ciclo HWFET

En la gráfica [figura 57] se muestran las RPMS a la salida del tren planetario de engranes en el ciclo HWFET operando el tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, es decir, las RPMS en el porta planetas. Durante todo el trayecto del ciclo de manejo se hacen los diferentes casos de hibridación mencionados con anterioridad.

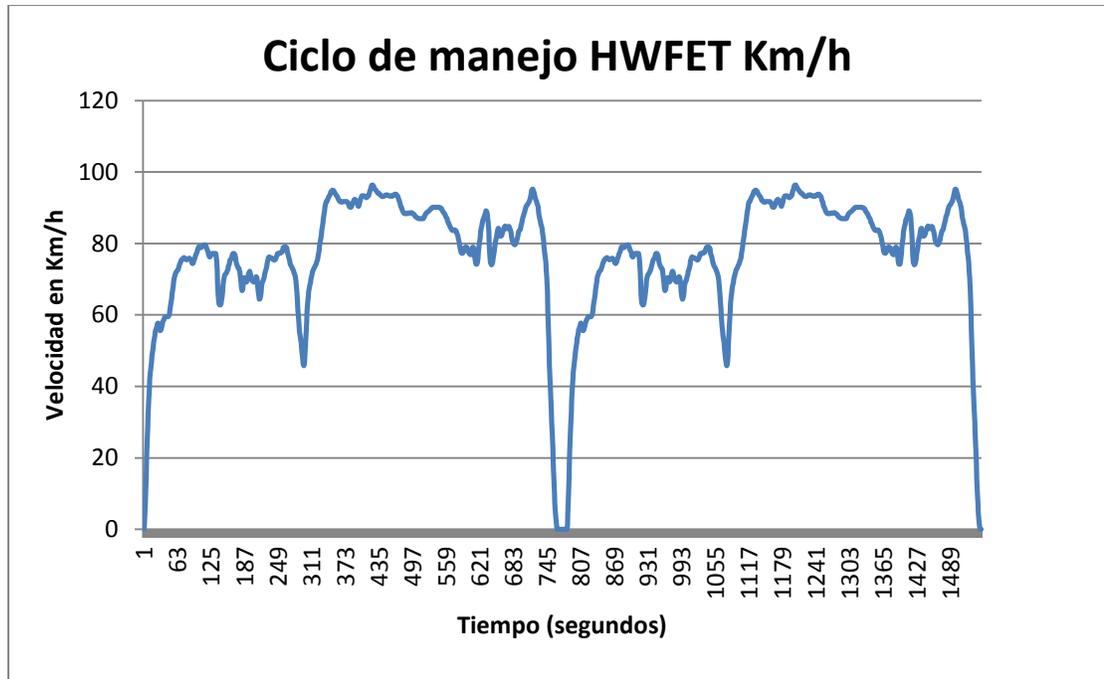


Figura 58.- Ciclo de manejo HWFET en Km/h

A manera de comparación se muestra el ciclo HWFET en estudio [figura 58]. Como se puede observar ésta gráfica y la de RPMs a la salida del tren planetario de engranes, presentan el mismo trazo pero con diferentes unidades en el eje de las ordenadas. Las RPMs que el ciclo de manejo va pidiendo son las mismas que el vehículo va proveyendo.

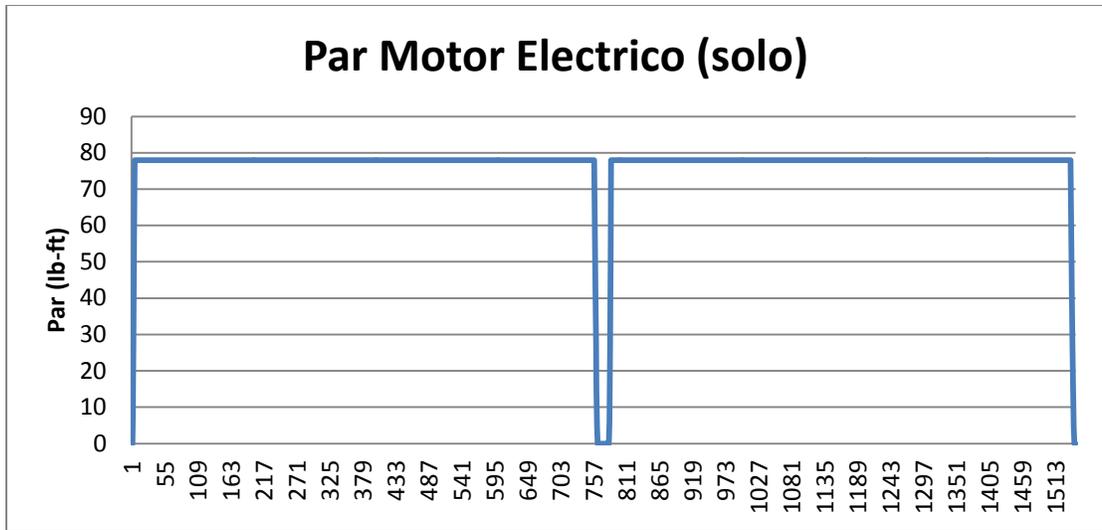


Figura 59.- Par del motor eléctrico ciclo HWFET

La gráfica anterior [figura 59] muestra el comportamiento del par en el motor eléctrico, tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, durante todo el ciclo HWFET.

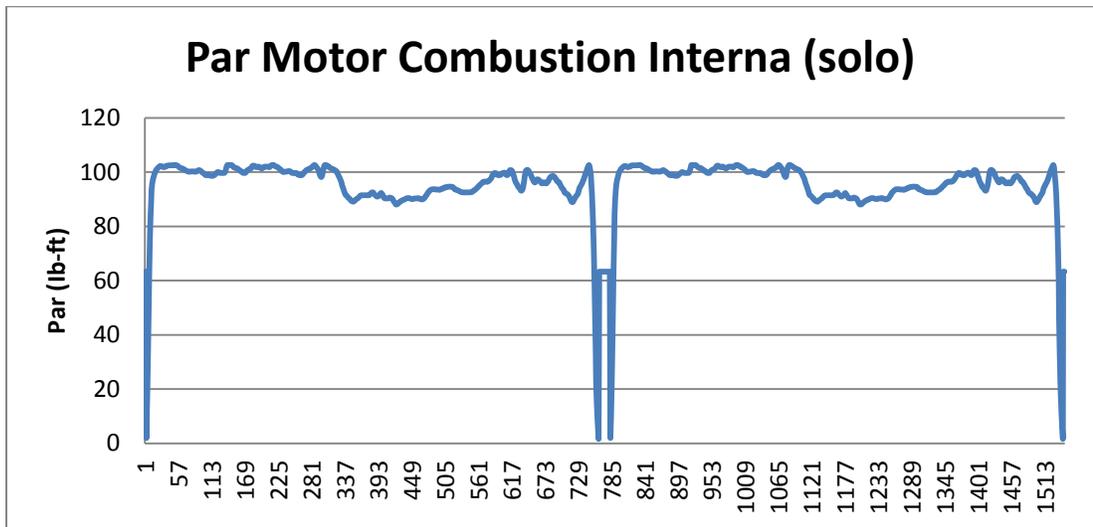


Figura 60.- Par del motor combustión interna ciclo HWFET

La gráfica anterior [figura 60] muestra el comportamiento del par en el motor de combustión interna, del tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, en todo el ciclo HWFET.

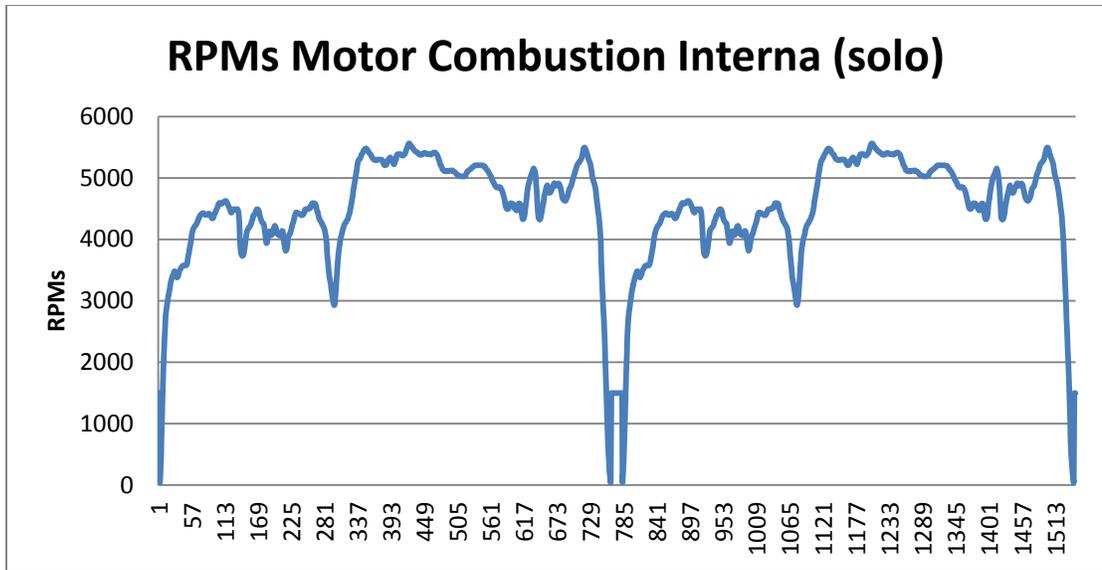


Figura 61.- RPMs del motor combustión interna ciclo HWFET

La gráfica anterior [figura 61] muestra el comportamiento de las RPMs en el motor de combustión interna, del tren de transmisión para el vehículo híbrido propuesto, durante todo el ciclo HWFET.

Capítulo 4 Conclusiones

4.1 Conclusiones

- El sistema de control para los vehículos es una parte fundamental para el diseño y operación de los vehículos híbridos. En todo momento se debe de tomar en cuenta para la correcta operación del vehículo de lo contrario, pueden existir fallas considerables en el tren de transmisión de potencia.
- Es posible realizar el diseño de una transmisión para un vehículo partiendo de los ciclos de manejo estandarizados, utilizando ingeniería en reversa. Se parte de un objetivo que se quiere alcanzar, durante el proceso se puede ir optimizando para obtener mejores resultados. Si se sigue el proceso tradicional de diseño pueden existir varias iteraciones hasta lograr el diseño óptimo.
- Los ciclos de manejo se pueden usar como medio de análisis y comparación entre los diferentes tipos de vehículos automotores. Dicha comparación por medio de los ciclos de manejo puede ser una herramienta de diseño muy útil para ver si un diseño conceptual puede alcanzar una especificación en la parte de simulación.
- Al usar los ciclos de manejo como medio de comparación nos podemos dar cuenta que el vehículo con motor de combustión interna cuenta con una operación más compleja, lo que deriva en un desgaste mayor del motor (en partes móviles), en cambio el vehículo híbrido al hacer operar los motores en un rango a la máxima eficiencia, sin muchos cambios, su operación es mucho más regular por lo que presentan un menor desgaste, así mismo, son más eficientes. Sin embargo son sistemas más complejos tecnológicamente y el costo todavía es un problema.
- La transmisión propuesta para el vehículo híbrido es un diseño preliminar. Está basada en formulaciones matemáticas de dominio común, por lo que se requiere profundizar en su análisis para poder asegurar un adecuado funcionamiento en la realidad, aunado al sistema de control. El objetivo de la tesis era proponer el diseño de un tren de transmisión para un vehículo híbrido a partir del análisis del tren de transmisión de potencia de un vehículo de combustión interna y usar los ciclos de manejo estandarizados para poder compararlos energéticamente, lo cual se logró.
- Como se mencionó con anterioridad, el sistema de control es crucial para el vehículo híbrido, sin el sistema de control no sería posible el funcionamiento de éste, sin embargo, no es algo fundamental para el vehículo de combustión interna, que puede ser operado de forma autónoma por el operador a voluntad.
- La complejidad de los vehículos híbridos requieren que estos cuenten con transmisiones automáticas, incluyendo CVTs. En un tren de transmisión de un vehículo híbrido el control del motor de combustión interna es muy complejo y se

pueden tener varias versiones. El operar un vehículo híbrido con una transmisión manual requeriría un sistema de control más complejo, el cual pudiera requerir valoraciones en tiempo real sobre las condiciones de manejo.

4.2 Trabajo Futuro

- Dado que la propuesta de transmisión para el vehículo híbrido es puramente basada en formulaciones matemáticas se requiere profundizar en su análisis para poder asegurar un adecuado funcionamiento en la realidad, aunado al sistema de control.
- Profundizar en el sistema de control para vehículos híbridos.
- Este trabajo se desarrolló considerando que para el vehículo híbrido, ambos motores se unifican en el tren planetario de engranes, para tener una sola salida hacia uno de los ejes, ya sea el trasero o el delantero. Otro análisis que se puede desarrollar es acoplar cada motor a un eje diferente y usar los ciclos de manejo para su evaluación y comparación.

Referencias

1. **[C.C. Chan 2002]** C.C. Chan *The State of the Art of Electric and Hybrid Vehicles*. Department of Electrical and Electronic Engineering, the University of Hong Kong. IEEE paper # S 0018-9219 (02) 01129-5
2. **[Delorme, Antoine et al. 2009]** Antoine Delorme, Sylvain Pagerrit, Phil Sharer and Aymeric Rousseau *Cost Benefit Analysis of Advanced Powertrains from 2010 to 2045*. Argonne National Laboratory IL, USA. EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium.
3. **[Osornio, Cuitlahuac et al. 2012]** Cuitlahuac Osornio, Ricardo Villareal, Joshua Estavillo, Arturo Molina, Saúl Santillán *Control Strategy and Power Train Parameters optimization of an Hybrid Electric Vehicle for Maximum Fuel Economy*.
4. **[Francfort, James 2006 et al. 2006]** James Francfort, Don Karmer, Ryan Harkins, Joseph Tardiolo *Hybrid Electric Vehicle Fleet and Baseline Performance Testing*. Idaho National Laboratory. SAE paper # 2006-01-1267.
5. **[Osornio, Cuitlahuac 2006]** Cuitlahuac Osornio Tesis Doctoral “*Caracterización de una transmisión flexible y dimensionamiento del tren de transmisión de potencia de un vehículo eléctrico híbrido para máxima eficiencia*”. Universidad Nacional Autónoma de México.
6. **[EPA, Driving Cycles]** <http://www.epa.gov/> Noviembre 2012.
7. **[Oberger, E et al. 2000]** E. Orberg, F.D Jones, H.L Horton, H.H Ryffell *Machinery’s Handbook*. 26th Edition.

8. **[Shigley, J et al. 2005]** Joseph Shigley, Larry Mitchel *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw-Hill.
9. **[Faires, V et al 1995]** V.M Faires *Diseño de Elementos de Máquinas*. Montaner Y Simon S.A. Barcelona.
10. **[Cardona, Salvador et al. 2001]** Salvador Cardona, Daniel Clos *Teoría de Máquinas*. Ediciones UPC.
11. **[Honda Civic Specifications]** <http://www.honda.com/> Noviembre 2012.
12. **[Hofman, Theo et al. 2001]** Theo Hofman and Roëll van Druten *Energy Analysis of Hybrid Vehicle Powertrains*. Technische Universiteit Eindhoven. The Netherlands Organization for Scientific Research.
13. **[Lu, Zhijian 1998]** Zhijian Lu *Acceleration Simulation of a Vehicle with a Continuously Variable Power Split Transmission*. Faculty of Engineering and Mineral Resources. Thesis for Master of Science in Mechanical Engineering. West Virginia University.
14. **[Corey, Christopher 2003]** Epicyclic Gear Train Solution Techniques with application to Tandem Bicycling. Faculty of Virginia Polytechnic Institute and State University. Thesis for Master of Science in Mechanical Engineering. Blacksburg. VA.
15. **[Todo sobre motores]** www.taringa.net/posts/autos-motos/10612607/Todo-sobre-Motores-Automotrices-Megapost.html Junio 2013.
16. **[Transmission Manual]** <http://autofan.mx/tag/transmision-manual/> Junio 2013

17. [Trasmisión_Automática]

http://www.autobodymagazine.com.mx/abm_previo/2012/10/fallas-automatica3/

Junio 2013

18. [Tren de engranes planetarios] <http://ciclo4to.blogspot.com/2012/05/tren-de-engranaje-planetario-1.html> Junio 2013

19. [CVT transmisión] <http://www.diariomotor.com/2008/09/17/la-transmision-variable-continua-cvt-esa-gran-desconocida/> Junio 2013

20. [Sistemas Híbridos] <http://egfer.blogspot.com/> Junio 2013

21. [Tren de engranes planetarios] <http://www.rincad.es/viewtopic.php?f=56&t=5404>
Junio 2013

22. [BSFC_map]

[http://ecomodder.com/wiki/index.php/Brake_Specific_Fuel_Consumption_\(BSFC\)_Maps](http://ecomodder.com/wiki/index.php/Brake_Specific_Fuel_Consumption_(BSFC)_Maps) Junio 2013

Apéndice

Cálculos

Motor de combustión Interna.

Torque Máximo	128	ib-ft
Revoluciones	4300	rpms
Potencia Maxima	140	Hp
Revoluciones	6500	rpms
1a	2.25	
2a	1.65	
3a	1.34	
4a	1.103	
5a	0.967	
Diferencial	3.73	
Red line	6700	rpm
Diámetro llanta y rin	22	in

Transmisión	Relación	Con diferencial
1a	2.25	8.393
2a	1.65	6.155
3a	1.34	4.998
4a	1.103	4.114
5a	0.967	3.607
Diferencial	3.73	

Datos Spline					
rpms	Par		Par Máximo		
0	0				
4300	128		Pot Max	140	139.021985
6500	113.12		Par Max	128	128.159111
8000	102.974545				

	Lineal	Spline		Lineal	Spline
rpms	Par			HPs	
0	0	0		0	0
200	10.5620244	8.49268323		0.40220961	0.32340759
400	20.6744355	16.9523363		1.57459524	1.29111472
600	30.3372334	25.345929		3.46579208	2.89557452
800	39.550418	33.6404312		6.02443533	5.12420886
1000	48.3139893	41.8028126		9.19916018	7.95940834
1200	56.6279473	49.8000432		12.9386018	11.3785323
1400	64.4922921	57.5990927		17.1913955	15.3539089
1600	71.9070236	65.166931		21.9061763	19.852835
1800	78.8721418	72.4705278		27.0315794	24.8375762
2000	85.3876468	79.4768531		32.5162402	30.2653668
2200	91.4535385	86.1528766		38.3087937	36.0884098
2400	97.0698169	92.4655681		44.3578752	42.2538773
2600	102.236482	98.3818976		50.6121198	48.7039097
2800	106.953534	103.868835		57.0201628	55.3756164
3000	111.220973	108.893349		63.5306393	62.2010754
3200	115.038798	113.422411		70.0921845	69.1073336
3400	118.40701	117.42299		76.6534337	76.0164066
3600	121.325609	120.862057		83.163022	82.8452787
3800	123.794594	123.70658		89.5695846	89.505903
4000	125.813966	125.923529		95.8217567	95.9052012
4200	127.383725	127.479875		101.868173	101.945064
4400	128.450224	128.345021		107.612526	107.524389
4600	128.737563	128.544326		112.755673	112.586424
4800	128.309609	128.159111		117.266969	117.129424
5000	127.288982	127.273128		121.181438	121.166344
5200	125.798306	125.970128		124.552778	124.722899
5400	123.9602	124.333865		127.453367	127.837561
5600	121.897288	122.44809		129.97426	130.561558
5800	119.732192	120.396555		132.225193	132.958877
6000	117.587532	118.263013		134.334576	135.106261
6200	115.585931	116.131216		136.4495	137.09321
6400	113.850011	114.084916		138.735733	139.021985
6600	112.443636	112.205534		141.303884	141.004669
6800	111.090909	110.520871		143.834383	143.096329
7000	109.738182	109.005108		146.261857	145.284797
7200	108.385455	107.630095		148.586305	147.550778
7400	107.032727	106.367683		150.807727	149.870687
7600	105.68	105.18972		152.926123	152.216655
7800	104.327273	104.068058		154.941494	154.556521
8000	102.974545	102.974545		156.853839	156.853839

Par de la caja									
1a		2a		3a		4a		5a	
2.25		1.65		1.34		1.103		0.967	
RPMs	Par	RPMs	Par	RPMs	Par	RPMs	Par	RPMs	Par
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
88.888889	19.1085373	121.212121	14.0129273	149.253731	11.3801955	181.323663	9.3674296	206.825233	8.21242468
177.777778	38.1427566	242.424242	27.9713549	298.507463	22.7161306	362.647325	18.6984269	413.650465	16.3929092
266.666667	57.0283402	363.636364	41.8207828	447.761194	33.9635448	543.970988	27.9565597	620.475698	24.5095133
355.555556	75.6909701	484.848485	55.5067114	597.014925	45.0781777	725.294651	37.1053956	827.300931	32.5302969
444.444444	94.0563284	606.060606	68.9746408	746.268657	56.0157689	906.618314	46.1085023	1034.12616	40.4233198
533.333333	112.050097	727.272727	82.1700713	895.522388	66.7320579	1087.94198	54.9294476	1240.9514	48.1566418
622.222222	129.597959	848.484848	95.038503	1044.77612	77.1827842	1269.26564	63.5317993	1447.77663	55.6983226
711.111111	146.625595	969.69697	107.525436	1194.02985	87.3236875	1450.5893	71.8791249	1654.60186	63.0164223
800	163.058688	1090.90909	119.576371	1343.28358	97.1105073	1631.91296	79.9349922	1861.42709	70.0790004
888.888889	178.822919	1212.12121	131.136808	1492.53731	106.498983	1813.23663	87.662969	2068.25233	76.8541169
977.777778	193.843972	1333.33333	142.152246	1641.79104	115.444855	1994.56029	95.0266229	2275.07756	83.3098317
1066.66667	208.047528	1454.54545	152.568187	1791.04478	123.903861	2175.88395	101.989522	2481.90279	89.4142044
1155.55556	221.35927	1575.75758	162.330131	1940.29851	131.831743	2357.20762	108.515233	2688.72802	95.1352949
1244.44444	233.704878	1696.9697	171.383577	2089.55224	139.184238	2538.53128	114.567325	2895.55326	100.441163
1333.33333	245.010036	1818.18182	179.674026	2238.80597	145.917088	2719.85494	120.109364	3102.37849	105.299869
1422.22222	255.200425	1939.39394	187.146979	2388.0597	151.986031	2901.1786	125.10492	3309.20372	109.679472
1511.11111	264.201729	2060.60606	193.747934	2537.31343	157.346807	3082.50227	129.517558	3516.02896	113.548032
1600	271.939627	2181.81818	199.422393	2686.56716	161.955156	3263.82593	133.310848	3722.85419	116.873609
1688.88889	278.339804	2303.0303	204.115856	2835.8209	165.766817	3445.14959	136.448357	3929.67942	119.624262
1777.77778	283.327941	2424.24242	207.773823	2985.07463	168.737529	3626.47325	138.893653	4136.50465	121.768053
1866.66667	286.829719	2545.45455	210.341794	3134.32836	170.823033	3807.79692	140.610302	4343.32989	123.273039
1955.55556	288.776296	2666.66667	211.769284	3283.58209	171.982328	3989.12058	141.564558	4550.15512	124.109635
2044.44444	289.224734	2787.87879	212.098138	3432.83582	172.249397	4170.44424	141.784392	4756.98035	124.302363
2133.33333	288.358	2909.09091	211.462533	3582.08955	171.733209	4351.76791	141.3595	4963.80558	123.92986
2222.22222	286.364538	3030.30303	210.000661	3731.34328	170.545991	4533.09157	140.38226	5170.63082	123.073115
2311.11111	283.432789	3151.51515	207.850712	3880.59701	168.799972	4714.41523	138.945052	5377.45605	121.813114
2400	279.751196	3272.72727	205.150877	4029.85075	166.607379	4895.73889	137.140253	5584.28128	120.230848
2488.88889	275.508203	3393.93939	202.039349	4179.10448	164.080441	5077.06256	135.060243	5791.10651	118.407303
2577.77778	270.89225	3515.15152	198.654316	4328.35821	161.331384	5258.38622	132.797401	5997.93175	116.423469
2666.66667	266.09178	3636.36364	195.133972	4477.61194	158.472438	5439.70988	130.444104	6204.75698	114.360334
2755.55556	261.295237	3757.57576	191.616507	4626.86567	155.61583	5621.03354	128.092732	6411.58221	112.298886
2844.44444	256.691061	3878.78788	188.240112	4776.1194	152.873788	5802.35721	125.835662	6618.40745	110.320114
2933.33333	252.462451	4000	185.139131	4925.37313	150.355415	5983.68087	123.762704	6825.23268	108.502751
3022.22222	248.671959	4121.21212	182.359437	5074.62687	148.097967	6165.00453	121.90452	7032.05791	106.873682
3111.11111	245.261493	4242.42424	179.858428	5223.8806	146.066844	6346.3282	120.232634	7238.88314	105.407939
3200	242.167714	4363.63636	177.589657	5373.13433	144.224327	6527.65186	118.715995	7445.70838	104.078302
3288.88889	239.327286	4484.84848	175.506676	5522.38806	142.532695	6708.97552	117.323554	7652.53361	102.857549
3377.77778	236.67687	4606.06061	173.563038	5671.64179	140.954225	6890.29918	116.024261	7859.35884	101.718459
3466.66667	234.15313	4727.27273	171.712295	5820.89552	139.451197	7071.62285	114.787068	8066.18407	100.633812
3555.55556	231.692727	4848.48485	169.908	5970.14925	137.985891	7252.94651	113.580924	8273.00931	99.5763855

Tren de transmisión propuesto para el vehículo híbrido

Motor de combustión Interna del tren propuesto (vehículo híbrido)

Motor Combustion Hybrido						
Datos Spline						
rpm	Par					
0	0					
2800	97		Pot Max	90	89.3150701	
5500	85.9418182		Par Max	97	97	
8000	75.7027609					
rpm	Lineal	Spline	Lineal	Spline	Max Par	Pot Max
	Par		HPs			
0	0	0	0	0		
200	10.5911186	9.02419109	0.40331754	0.34364779		
400	20.6187685	17.9839016	1.57035556	1.36968024		
600	30.0829495	26.8146508	3.43674214	3.06336453		
800	38.9836617	35.4519583	5.93810537	5.40014597		
1000	47.3209052	43.8313433	9.01007334	8.34564801		
1200	55.0946798	51.8883253	12.5882741	11.8556722		
1400	62.3049856	59.5584237	16.6083358	15.8761983		
1600	68.9518226	66.7771579	21.0058866	20.343384		
1800	75.0351909	73.4800472	25.7165544	25.1835653		
2000	80.5550903	79.6026111	30.6759674	30.3132563		
2200	85.5115209	85.0803689	35.8197536	35.6391492		
2400	89.9044827	89.84884	41.0835412	41.0581143		
2600	93.7339758	93.843544	46.4029583	46.4572		
2800	97	97	51.7136329	51.7136329	97	
3000	99.4416902	99.2785125	56.8021841	56.7089752		
3200	100.881658	100.738525	61.4663568	61.3791473		
3400	101.445119	101.464268	65.6727732	65.6851696		
3600	101.257288	101.539969	69.4071283	69.6008924		
3800	100.443381	101.049857	72.6741903	73.112996		
4000	99.1286125	100.078161	75.4978009	76.2209907		
4200	97.4381982	98.7091102	77.9208744	78.9372169		
4400	95.4973534	97.0269337	80.0053989	81.2868447		
4600	93.4312932	95.1158603	81.832435	83.3078746		
4800	91.365233	93.0601188	83.502117	85.0511367		
5000	89.4243881	90.9439382	85.1336521	86.5802915		
5200	87.7339739	88.8515475	86.8653206	87.9718292		
5400	86.4192054	86.8671756	88.8544763	89.3150701		89.3150701
5600	85.5322559	85.072906	91.1996636	90.7098769		
5800	84.7131313	83.5014787	93.5522014	92.2141235		
6000	83.8940067	82.1362902	95.8423535	93.8342996		
6200	83.0748822	80.9585915	98.0701198	95.5718331		
6400	82.2557576	79.9496335	100.2355	97.425296		
6600	81.436633	79.0906674	102.338495	99.3904046		
6800	80.6175084	78.3629441	104.379105	101.460019		
7000	79.7983838	77.7477146	106.357328	103.624144		
7200	78.9792593	77.22623	108.273166	105.869927		
7400	78.1601347	76.7797413	110.126618	108.181661		
7600	77.3410101	76.3894996	111.917684	110.540784		
7800	76.5218855	76.0367558	113.646365	112.925875		
8000	75.7027609	75.7027609	115.312659	115.312659		

Cálculos de esfuerzos y Fatiga de los componentes.

Pn	12			ancho de cara	1.5		
Pt	10.39230485			Wt	330		
Phi	30	0.523598776		Wt planeta	1331.258	Vel planeta	3718.289
Theta n	20	0.34906585		Wt anillo	379.0386	Vel anillo	13059.36
Theta t	22.79587726	0.397863114		Wt sol	880.3478	Vel sol	5622.778
diámetro de paso sol	5.965952782			K	0.62376		
diámetro de paso planeta	3.945226839						
diámetro de paso anillo	13.85640646			k	0.62376		
Px	6			K planeta	0.74916		
dientes sol	62			K anillo	0.636917		
dientes planeta	41			K sol	0.71404		
dientes anillo	144						
				J 62	0.5		
paso circular normal	pn	0.261799388		J 41	0.47		
paso circular transversal	pt	0.302299894	10.3923	J 144	0.53		
paso circular axial	px	0.523598776	6				
				sigma 62	17083.71	psi	
				Sigma 41	26194.51	psi	
pn*Pn=Pi				Sigma 144	7779.383	psi	
				v	15000		

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_c F J}$$

El valor del esfuerzo del engrane planeta a la fatiga es de 26,194.51 psi.

Cálculo del límite a la fatiga

		121000	yield		
		28000			
3482.82	ib-fr	426	b	-0.17957	
41793.84	ib-in		C	5.524593	
16	cortante				
3.141593	Pi		S fatiga	28000	
28000	yield strength	8620	a fatiga		

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e}$$

$$C = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e}$$

$$S_f = 10^C N^b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Para 10^6 ciclos el valor es S_f es igual a 28,000 lb/in²

Por lo que los engranes están por debajo del esfuerzo a la fatiga.